

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

В. А. ШВАРЦ

КОНСТРУКЦИИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК



ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Москва 1970

УДК 621.438.004

Конструкции газотурбинных установок. Шварц В. А. М., «Машиностроение», 1970, стр. 436.

В книге дано описание газотурбинных установок различного назначения и их вспомогательного оборудования. Приведены особенности газотурбинных установок различного назначения — стационарных, судовых, локомотивных, автомобильных и др.

Рассмотрены конструктивные схемы, принципиальные направления в развитии газотурбинных установок и их эксплуатационные показатели.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, связанных с проектированием и эксплуатацией газотурбинных установок. Илл. 320, библи. назв. 125.

Рецензент инж. А. П. Татьянкин

3-3-4
197-70

design pashaOK

Газотурбинные установки (ГТУ) находят все более широкое применение в качестве двигателей на транспорте и стационарных источниках энергии. Если к середине 50-х годов общая мощность выпущенных во всем мире ГТУ составляла около 1 млн. кВт, то в 1962 г. она возросла до 5 млн., а к 1967 г. достигла 27 млн. кВт. Предполагается, что в 1970 г. мощность выпущенных ГТУ превзойдет 40—45 млн. кВт.

При проектировании газотурбинных установок в СССР и за рубежом накоплен богатый опыт конструктивного оформления их узлов и деталей. Однако существующая литература по конструкциям ГТУ в основном сводится к описанию отдельных установок, или описанию ГТУ целевого назначения — стационарных, судовых, автомобильных и др. Это обстоятельство ограничивало возможности использования материалов смежных областей. В настоящее время наметилась тенденция использования конструктивных решений, свойственных установкам определенных классов, для установок других классов. Так, в мощных стационарных ГТУ применяют конструкции, характерные ранее только для турбин малой мощности — двухпорные роторы турбокомпрессоров, встроенные камеры сгорания, подшипники, размещенные внутри горячих корпусов, и т. п.

В настоящей работе систематизированы конструктивные решения отдельных узлов и агрегатов ГТУ независимо от целевого назначения установки. Описаны также характерные особенности ГТУ различного назначения и элементы, специфичные только для установок данного класса: при описании стационарных ГТУ приводятся сведения о системах теплофикации; при описании судовых ГТУ — о редукторах и реверсивных передачах;

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ ОТКРЫТОГО ЦИКЛА

СТАЦИОНАРНЫЕ ГТУ

Типы стационарных ГТУ

автомобильных и локомотивных — о трансмиссиях; замкнутых — о воздушных котлах и т. д.

При описании конструкций отдельных агрегатов и узлов указаны диапазоны применения тех или иных конструктивных вариантов при различных параметрах рабочих сред.

Попытка систематизировать многочисленные и весьма разнородные конструктивные решения, применяемые в ГТУ различного назначения, предпринимается впервые, поэтому данная работа не может претендовать на всестороннее и исчерпывающее освещение всех затронутых проблем. В работе не следует искать также однозначных рекомендаций по выбору наиболее целесообразного варианта какого-либо узла или детали, так как даже различные решения данного узла могут быть вполне работоспособны, тем более, что каждый завод-изготовитель имеет свои традиции и стиль проектирования.

В книге приведены некоторые сведения о результатах эксплуатации газотурбинных установок, выявившихся при этом неполадках и мерах по их устранению.

Быстрый прогресс в области авиационного газотурбостроения привлек внимание к газотурбинным установкам как новому типу двигателя. Известные преимущества газотурбинных установок перед паротурбинными и двигателями внутреннего сгорания определили широкий диапазон их применения в стационарной практике в первую очередь для привода генераторов, компрессоров магистральных газопроводов, насосов нефтепроводов и воздухоудовок в металлургическом производстве.

ГТУ могут служить механическим приводом, а также источником сжатого воздуха или горячего газа. В отличие от двигателей внутреннего сгорания отдельные процессы рабочего цикла в ГТУ протекают во времени непрерывно. Благодаря этому в любой точке тракта может быть произведен отбор рабочего тела.

Сжатый в компрессоре воздух можно частично отвести к потребителю; в этом случае избыточная мощность турбины соответственно уменьшается и в пределе сводится к нулю. К потребителю также можно подавать и горячий газ, отводимый из любой точки тракта — начиная от камеры сгорания и кончая выпускным патрубком турбины. Наиболее широкое применение получил отбор газа из выпускного патрубка. Учитывая большие расходы и высокую температуру выпускных газов, их тепло утилизируют в теплообменниках — теплофикационных подогревателях сетевой воды, паровых котлах-утилизаторах, бойлерах горячего водоснабжения и т. п.

Вследствие того, что уходящие газы содержат большой избыток воздуха, их можно использовать непосредственно в паровых котлах мощных паротурбинных установок вместо атмосферного воздуха. Эта область применения ГТУ весьма перспективна, так как подобные парогазовые установки имеют повы-

шенную экономичность даже по сравнению с паротурбинными установками.

Давление за турбиной в ГТУ может быть поднято выше атмосферного в зависимости от того, какое давление необходимо потребителю. По мере повышения противодавления избыточная мощность установки падает и в пределе ГТУ может превратиться в генератор горячего газа.

В конце 40-х и в 50-е годы европейские фирмы и, в меньшей степени, американские создавали мощные ГТУ для несения

75%, к. п. д. при полной нагрузке 33,5%, при 50%-ной нагрузке — 27%, без регенерации — 26%.

Опыт эксплуатации этой установки, а также многих зарубежных ГТУ, выполненных по сложным схемам, показал, что вследствие ненадежности отдельных элементов установки и невозможности учесть отдельные потери экономические преимущества подобных установок не могут быть полностью реализованы. Дальнейший же рост единичных мощностей и экономичности паровых турбин значительно опередил ГТУ и практически исключил их использование в большой энергетике как базовых установок, тем более, что единственным реальным видом топлива для ГТУ на сегодняшний день и, очевидно, на ближайшие годы является природный газ и дистиллатное жидкое топливо. Поэтому в последние годы наметился переход к применению газовых турбин в большой энергетике в качестве пиковых агрегатов.

Для современного газотурбостроения характерны рост начальной температуры газа, увеличение степени повышения давления и использование простых схем без регенерации (изредка с промежуточным охлаждением воздуха между компрессорами). Охлаждение высокотемпературных элементов и применение новых жаропрочных сплавов позволили поднять начальную

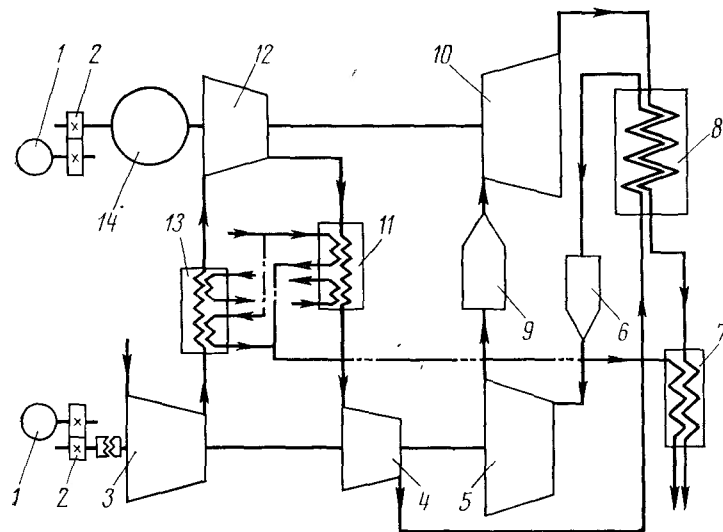


Рис. 1. Схема ГТУ мощностью 50 000 кВт:

1 — пусковой электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — компрессор низкого давления; 4 — компрессор высокого давления; 5 — турбина высокого давления; 6 — камера сгорания высокого давления; 7 — теплофикационный подогреватель; 8 — регенератор; 9 — камера сгорания низкого давления; 10 — турбина низкого давления; 11 — воздухоохладитель высокого давления; 12 — компрессор среднего давления; 13 — воздухоохладитель низкого давления; 14 — генератор

базовой нагрузки с максимально возможным к. п. д. Так как температура газа перед турбиной ограничивалась определенными пределами, высокая мощность и экономичность установок достигалась в результате усложнения цикла и введения регенерации тепла уходящих из турбины газов. Таким образом были созданы отдельные ГТУ мощностью 20—30 тыс. кВт, экономичность которых соответствовала экономичности паротурбинных агрегатов мощностью до 50 000 кВт.

На рис. 1 представлена схема отечественной стационарной базовой ГТУ мощностью 50 000 кВт. Расчетные параметры установки: температуры газа за камерами сгорания 800 и 770° С, общая степень повышения давления 18, степень регенерации

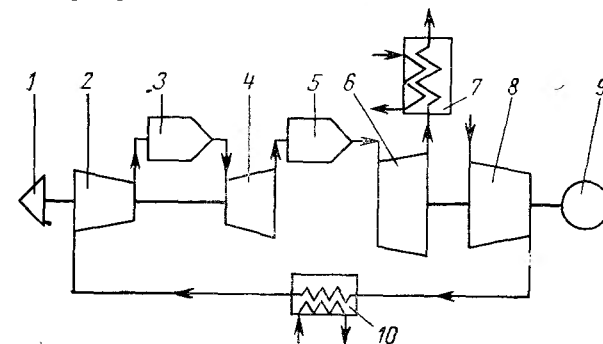


Рис. 2. Схема ГТУ мощностью 100 000 кВт типа ГТ-100-750-2 ЛМЗ:

1 — пусковая турбина; 2 — компрессор высокого давления; 3 — камера сгорания высокого давления; 4 — турбина высокого давления; 5 — камера сгорания низкого давления; 6 — турбина низкого давления; 7 — теплофикационный подогреватель; 8 — компрессор низкого давления; 9 — генератор; 10 — воздухоохладитель

температуру газа для базовых ГТУ до 870° С, для пиковых до 960° С. Степень повышения давления в одном корпусе компрессора достигла восьми. При простейшей схеме ГТУ эти параметры обеспечивают к. п. д. установки 23—26%.

Способность газовых турбин к быстрому пуску и набору нагрузки, компактность агрегатов и малая металлоемкость позволяют использовать ГТУ в качестве пиковых агрегатов. Мощ-

ность установок для крупных энергосистем достигает 100 000 кВт. На рис. 2 дана схема ГТУ Ленинградского металлического завода (ЛМЗ). Температура за обеими камерами сгорания равна 750° С, общая степень повышения давления больше 25, к. п. д. равен 28%, продолжительность пуска из холодного состояния до номинальной мощности составляет 45 мин.

Для уменьшения капиталовложений в здание электростанции и ускорения ввода установок в эксплуатацию конструкции турбоагрегатов изготавливают блочными. Блоки располагаются в специальных боксах и легко могут транспортироваться в собранном виде или крупными узлами.

ГТУ служат также приводом центробежных нагнетателей магистральных газопроводов. Как правило эти установки выполняют по простейшей схеме со свободной силовой турбиной. Техничко-экономические расчеты показывают, что в установках этого типа целесообразно применять регенераторы, однако для упрощения оборудования и сокращения начальных капиталовложений многие приводные ГТУ выпускают без регенераторов.

ГТУ с отбором воздуха

Отбор воздуха после компрессора сопровождается уменьшением полезной мощности на валу ГТУ. При отводе примерно $\frac{1}{3}$ общего расхода воздуха избыточная мощность установки сводится к нулю. ГТУ с отбором воздуха выпускают для комбинированной подачи энергии потребителям в виде электроэнергии от генератора и сжатого воздуха от компрессора, а также для подачи только сжатого воздуха.

Установки с комбинированной подачей энергии характерны тем, что изменение потребления одного из энергоносителей соответствующим образом влияет на величину второго. Поэтому такие ГТУ обычно не автономны, а их включают по одному энергоносителю в общую сеть с другими установками. В частности, на металлургических заводах используется отбор воздуха из компрессора для доменного дутья; электрогенератор при этом отдает энергию в общую сеть. Сокращение расхода дутьевого воздуха сопровождается увеличением выработки электроэнергии.

Установки, целевым назначением которых является только подача сжатого воздуха в сеть, нашли применение на аэродромах для питания пневматических стартеров авиадвигателей, в металлургическом производстве для подачи дутьевого воздуха, в пневматических волнорезах и устройствах для поддержания незамерзающих водных путей (воздух подается по трубам, проложенным по дну акватории, и, выходя через многочисленные отверстия, препятствует волнообразованию или замерзанию). Сжатый воздух может служить рабочим телом в воздушных турбинах для привода насосов, в пеногасительных пожарных

установках и др. На одном валу с турбиной может быть расположен дополнительный приводной компрессор, в котором отбираемый за основным компрессором воздух сжимается под большим давлением. Такие установки по схеме своей комбинированные, так как наряду с отбором воздуха они вырабатывают полезную мощность, потребляемую приводным компрессором.

Примером установки для одновременного привода доменной воздуходувки и электрогенератора может служить ГТУ фирмы Зульцер, которая рассчитана на номинальную производительность 1175 м³/мин при давлении на выходе 2 ат. Количество отводимого к потребителю воздуха может быть увеличено до 1740 м³/мин путем дополнительного отбора воздуха из компрессора низкого давления или уменьшено до 700 м³/мин, утилизацией части воздуха из напорной магистрали в специальной воздушной турбине с последующим перепуском его во входной патрубке воздуходувки. Номинальная мощность на валу ГТУ составляет 7500 кВт; мощность на клеммах генератора зависит от производительности воздуходувки и в среднем равна 5300 кВт.

Одна базовая модель газотурбинной установки может быть основой для ряда вариантов ее исполнения. Так, установка фирмы Пауэр Джетс модели Т-100 имеет четыре варианта исполнения: 1) ГТУ служит приводом генератора или насоса при мощности на валу 280 л. с.; 2) ГТУ предназначена для комбинированной выработки механической энергии, т. е. для передачи 150 л. с. на вал и отбора за компрессором 35,4 м³/мин сжатого воздуха при избыточном давлении 2,47 ат; 3) ГТУ выдает потребителю только сжатый воздух при расходе 70,8 м³/мин и избыточном давлении 2,47 ат; 4) ГТУ предусматривает подачу сжатого воздуха потребителю при высоком давлении с эквивалентом по мощности 150 кВт (горячие газы при полной утилизации заключенного в них тепла эквивалентны по мощности 1000 кВт) [48].

В этой установке (рис. 3) свободная силовая турбина приводит в движение двухступенчатый центробежный компрессор, в который подается воздух, отбираемый за цикловым компрессором. Таким образом, в агрегате осуществлено три ступени сжатия — первая в компрессоре собственно ГТУ, вторая и третья — в приводном двухступенчатом компрессоре. Воздух в количестве 28,3 м³/мин при избыточном давлении 2,43 ат отбирается перед камерой сгорания, проходит через охладитель 12 и сжимается последовательно в двух ступенях компрессора 8 и 9, откуда он выходит нагретым до 262° С. Для понижения температуры воздуха до величины, допустимой для гибких шлангов, по которым он поступает к потребителю, воздух пропускается через конечный охладитель, скомбинированный с промежуточным. С этими же аппаратами совмещен и маслоохладитель. Таким образом все теплообменники установки выполнены в виде общего аппарата,

который охлаждается атмосферным воздухом, нагнетаемым вентилятором с приводом от редуктора. Регулирование установки осуществляется таким образом, что избыточное давление воздуха на выходе поддерживается постоянным (7,17 ат) независимо от его расхода потребителем. Это достигается тем, что турбина низкого давления и приводимый ею компрессор имеют неизменную постоянную угловую скорость. При сокращении потребления

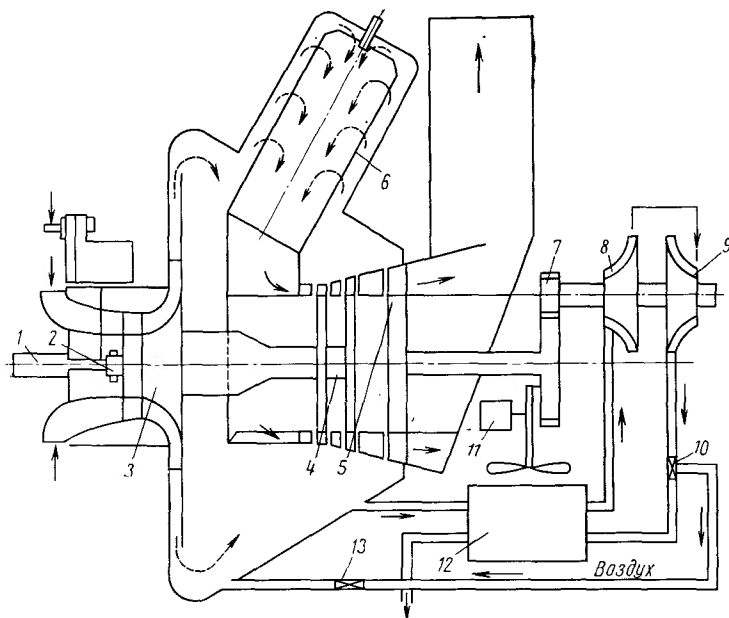


Рис. 3. Схема ГТУ Т-100 мощностью 280 л. с. фирмы Пауэр Джетс:

1 — пусковой двигатель; 2 — коробка приводов; 3 — компрессор низкого давления; 4 — турбина высокого давления; 5 — турбина низкого давления; 6 — камера сгорания; 7 — редуктор; 8 — компрессор среднего давления; 9 — компрессор высокого давления; 10 — дроссельный клапан; 11 — регулятор и тахометр; 12 — комбинированный воздухо- и маслоохладитель; 13 — редукционный клапан

сжатого воздуха понижается число оборотов турбокомпрессора, одновременно с уменьшением расхода и давления воздуха за цикловым компрессором снижается и температура воздуха. Поэтому в приводной компрессор воздух поступает хотя и с меньшим давлением, но при пониженной температуре, что обуславливает более высокую степень сжатия воздуха в приводном компрессоре и, в конечном счете, неизменное давление на выходе. Таким образом регулируется расход воздуха от 100 до 60%. При меньшем расходе открывается клапан 10 и избыток воздуха через редукционный клапан 13 возвращается в цикл.

Сжатый воздух из компрессора может быть использован в системах пожаротушения. На рис. 4 изображена схема пеногасительной установки, созданной на базе газотурбинного двигателя фирмы Блекборн модели «Пэлкост» [58]. Установка смонтирована на шасси грузового автомобиля; двигатель подает 0,91 кг/сек воздуха при давлении 2,6 кг/см² и температуре 200° С, который поступает в камеру смешения, где в него впрыскивается водяной раствор пенообразующего агента. Пена, проходя через сетки, по шлангу подается к очагу пожара. Раствор приготавливается в баке емкостью около 3000 л. В воде растворяется 3—10% протеинового пенообразующего агента. Раствор под давлением 7 ат в количестве 225—1100 л/мин подается в камеру смешения центробежным насосом, приводимым в движение от автомобильного двигателя.

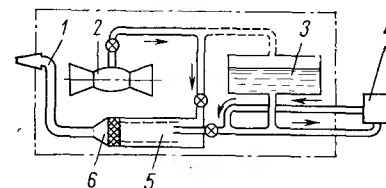


Рис. 4. Схема установки «Пэлкост» фирмы Блекборн:

1 — пожарный шланг; 2 — ГТУ; 3 — бак с раствором; 4 — насос; 5 — камера смешения; 6 — сетки

В ряде случаев сжатый воздух может нести функции только теплоносителя. Например, в газотурбинной локомотивной установке мощностью 8500 л. с. фирмы Джeneral Электрик воздух из компрессора с температурой более 200° С по трубопроводу поступает в тендер для подогрева тяжелого топлива до температуры 93° С. Уходящие из турбины горячие газы не могут быть использованы для этого, так как давление газа на выходе из турбины недостаточно для транспортирования его через трубопроводы и топливоподогреватель, расположенный в тендере.

ГТУ с утилизацией тепла уходящих газов

Одним из наиболее распространенных методов утилизации тепла уходящих из турбины газов является использование их для отопления и горячего водоснабжения. Сетевая вода нагревается при этом в теплообменниках, расположенных в выпускном тракте турбины. В последние годы этой схеме отдают предпочтение перед схемами с использованием тепла уходящих газов в регенераторах. Теплофикационными подогревателями сетевой воды снабжены отечественные базовые установки мощностью 50 000 и 25 000 квт типа ГТ-25-700 и ГТ-100-750 ЛМЗ, установки НЗЛ для газопроводов и др., а также зарубежные установки — мощностью 35 000 квт фирмы Фиат, 25 000 квт фирмы Броун Бовери и многие другие.

Отвод тепла для теплофикации производится не только из теплофикационного подогревателя, но и из промежуточных воздухоохладителей, которые выполняют в таких случаях двух-

секционными. Нагретая в первой секции вода поступает для дальнейшего подогрева в теплофикационный подогреватель, а вторая секция при этом охлаждается циркуляционной водой. Непосредственное использование горячей воды из воздухоохладителей обычно исключается из-за низкой температуры воды. В редких случаях это тепло может быть утилизировано в низкопотенциальных системах как плавательные бассейны и т. п. Только в ГТУ замкнутого цикла отводимое из воздухоохладителей тепло может широко использоваться в теплофикационных системах.

Так как диапазон изменения потребления тепла отопительными системами значительно шире, чем допускает регулирование ГТУ, в подобных схемах используются дополнительные пиковые водогрейные котлы и аккумуляторы горячей воды.

На рис. 1 представлена тепловая схема ГТУ с широко развитой системой утилизации уходящих газов. В установке имеется регенератор и подогреватель сетевой воды. В летнее время установка работает по электрическому графику, зимой — по теплофикационному. Оба воздухоохладителя — низкого и высокого давления — выполнены двухсекционными. Через первые их секции прокачивается сетевая вода, которая отводит от обоих воздухоохладителей примерно 20 Гкал/ч тепла. Далее вода поступает в теплофикационный подогреватель, выполненный в виде двух секций, включенных параллельно по ходу газа и воды. Система утилизации тепла уходящих газов весьма гибка — она позволяет обеспечить любое сочетание работы регенератора и теплофикационного подогревателя. Для экономии металла и упрощения конструкции регенератора и подогревателя их секции не имеют силовых корпусов и установлены в специальном помещении, являющемся частью газохода (рис. 5). Газ идет из турбины низкого давления по трубопроводу 2. Далее он может идти или через секции регенератора сверху вниз, или через боковые каналы, закрываемые шиберами 4. Газ отводится через окно 12 в дымовую трубу электростанции, предварительно пройдя по центральному каналу, закрываемому шибером 11, или через боковые каналы, в которых установлены секции подогревателя.

Система шиберов позволяет работать:

1) без регенерации и теплофикации, когда газ, минуя регенератор и подогреватель, идет непосредственно в дымовую трубу (шиберы 4 и 11 открыты);

2) с регенерацией, когда газ проходит через регенератор, но не проходит через подогреватель (шибер 11 открыт, остальные закрыты);

3) с теплофикацией, при которой газ, минуя регенератор, проходит через подогреватель (шибер 11 закрыт, остальные открыты);

4) с регенерацией и теплофикацией, когда газ последовательно проходит через регенератор и подогреватель (шиберы 4 и 11 закрыты, остальные открыты).

На номинальном режиме при работе с регенерацией (второй вариант) количество тепла, переданного от газа к воздуху в регенераторе, составляет 36 Гкал/ч. При работе с теплофикацией (третий вариант) воде передается 52 Гкал/ч; с учетом

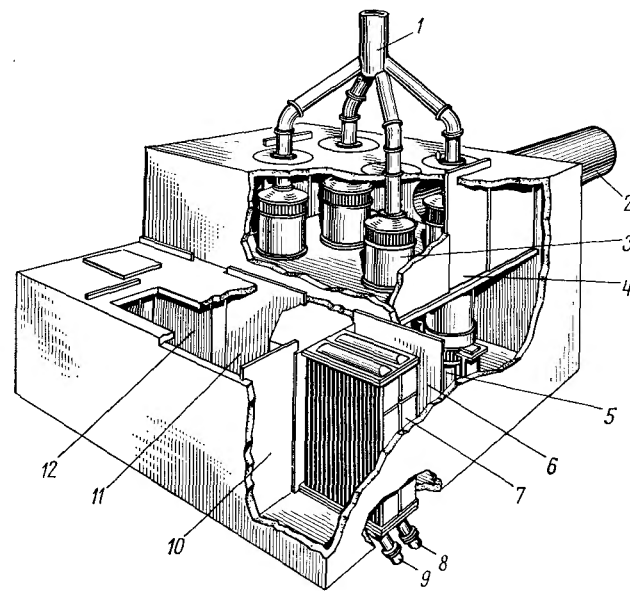


Рис. 5. Компонка регенератора и теплофикационного подогревателя ГТУ мощностью 50 000 квт:

1 — трубопровод отвода воздуха; 2 — трубопровод подвода газа; 3 — секция регенератора; 4 — боковой шибер; 5 — трубопровод подвода воздуха; 6 — шибер подогревателя; 7 — секция подогревателя; 8 — трубопровод отвода воды; 9 — трубопровод подвода воды; 10 — шибер подогревателя; 11 — центральный шибер; 12 — окно отвода газа в дымовую трубу

воздухоохладителей общее количество отводимого тепла превышает 70 Гкал/ч. Температура уходящих газов составляет 145° С. При последовательной работе регенератора и подогревателя (четвертый вариант) количество тепла, передаваемого воздуху, практически остается без изменений, а воде передается меньшее количество тепла — 24 Гкал/ч. Температура уходящих газов на этом режиме снижается до 95° С. При этом в результате увеличения сопротивлений по газовому тракту вследствие последовательного включения аппаратов мощность установки снижается на 700 квт.

Возможно также смешанное параллельно-последовательное включение регенератора и подогревателя (шибер 11 закрыт, шибер 4 приоткрыт, остальные — полностью открыты). В этом случае часть газа проходит последовательно через регенератор и подогреватель, а часть газа с высокой температурой проходит мимо регенератора и через приоткрытый шибер 4 поступает непосредственно к подогревателю. Количество тепла, отводимого в регенераторе и подогревателе в зависимости от степени открытия шибера 4 может колебаться в пределах 24—52 Гкал/ч. Температура воды на входе в теплофикационные секции воздухоохладителя

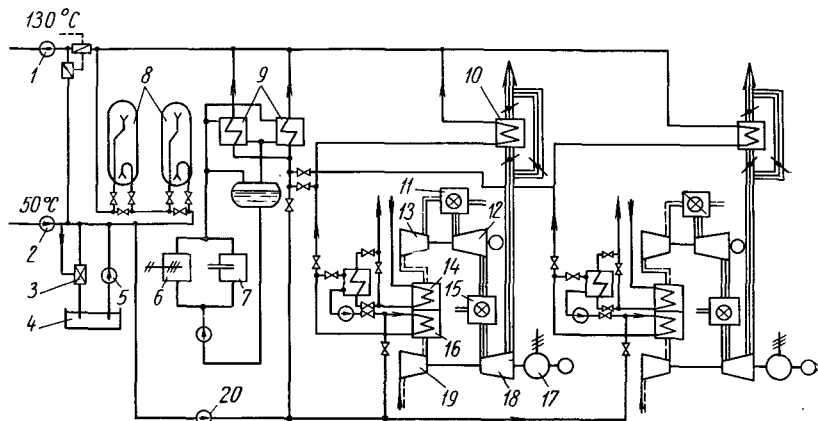


Рис. 6. Тепловая схема ГТУ мощностью 25 000 кВт фирмы Броун — Бовери: 1, 2, 5, 20 — насосы; 3 — регулятор давления; 4 — открытый бак; 6 — котел с электроподогревом; 7 — котел на жидком топливе; 8 — аккумулятор горячей воды; 9 — подогреватели; 10 — теплофикационный подогреватель; 11, 15 — камеры сгорания; 12 — турбина высокого давления; 13 — компрессор высокого давления; 14 — циркуляционная секция воздухоохладителя; 16 — теплофикационная секция воздухоохладителя; 17 — генератор; 18 — турбина низкого давления; 19 — компрессор низкого давления

телей равна 40—70° С, а температура воды на выходе из подогревателей — 90—100° С и зависит от атмосферной температуры и нагрузки сети. Необходимый дальнейший подогрев воды до 150° С перед подачей ее в городскую сеть осуществляется в пиковых водогрейных котлах электростанции. Расход сетевой воды составляет 1540 м³/ч, давление воды 14 ат.

На рис. 6 изображена тепловая схема ГТУ мощностью 25 000 кВт фирмы Броун — Бовери, смонтированной на ТЭЦ «Вар» в г. Бремене (ФРГ). Вода из сети насосами 2 и 20 подается к первой секции 16 воздухоохладителя, далее — к теплофикационному подогревателю 10 и насосом 1 возвращается в сеть. Необходимый уровень давления в системе поддерживается насосом 5, включаемым по импульсу регулятора давления 3. В холодную погоду дополнительное количество воды пропускается через паровые подогреватели 9, питаемые паром от четырех котлов 6

с электроподогревом и от четырех котлов 7, в которых сжигается жидкое топливо. Для кратковременного повышения отдачи тепла используются аккумуляторы 8 горячей воды [15].

Одной из наиболее крупных теплофикационных электростанций с газотурбинными установками является станция «Топлана Нови» в Белграде, где смонтированы три ГТУ мощностью по 35 000 кВт фирмы Фиат. Специфической особенностью теплофикационных подогревателей является наличие горелок, к которым при низкой температуре воздуха и при отключенной ГТУ подается жидкое топливо. На рис. 7 представлена тепловая схема установки TG-3000. Вода из теплофикационной сети поступает в первую секцию воздухоохладителя под давлением 2—3 ат при

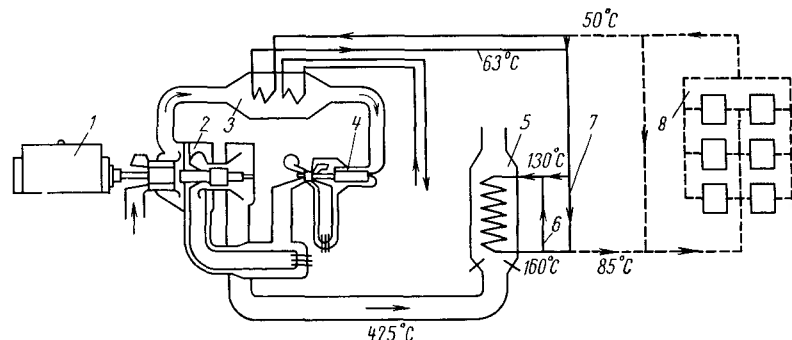


Рис. 7. Тепловая схема ГТУ TG-3000 мощностью 35 000 кВт фирмы Фиат: 1 — генератор; 2 — блок агрегатов низкого давления; 3 — воздухоохладитель; 4 — блок агрегатов высокого давления; 5 — теплофикационный подогреватель; 6 — обводной трубопровод; 7 — байпасная линия; 8 — потребители тепла

температуре 50° С. Расход воды 750 м³/ч, температура ее на выходе из аппарата 63° С — это соответствует отводу тепла около 9,5 Гкал/ч. В теплофикационный подогреватель вода подается насосом под давлением 12 ат. Во избежание переохлаждения трубок подогревателя и коррозии их из-за содержащихся в газах сернистых соединений, в подогревателе выполнен обводной трубопровод, по которому определенное количество горячей воды с температурой 160° из напорной магистрали отводится для нагрева воды, поступающей в подогреватель. Температура воды повышается с 63 до 130° С, а температура уходящих газов падает с 413 до 170° С, при этом расходуется 37 Гкал/ч тепла. Так как в городскую сеть должна поступать вода с более низкой температурой, в напорную магистраль подается по байпасной линии вода в таком количестве, чтобы после смешения потоков температура воды составила 85° С. При вышеописанной схеме работы система теплофикации удовлетворяет потребителей только при температуре атмосферного воздуха выше —2° С. При пониженной температуре воздуха вырабатываемого тепла недостаточно.

и для увеличения его к подогревателю подводится жидкое топливо, сжигаемое в горелках (рис. 8). Переключением задвижек, расположенных в каналах газового тракта, можно обеспечивать следующие режимы работы установки.

1. ГТУ включена, теплофикационный подогреватель работает на уходящих газах (режим теплофикации при температуре воздуха выше -2°C). Задвижки *a*, *b* и *в* закрыты, задвижка *г* открыта. При этом в воздухоохладителе подводится $9,5 \text{ Гкал/ч}$ тепла, а в подогревателе — 37 Гкал/ч .

2. ГТУ включена, теплофикационный подогреватель работает на уходящих газах и на жидком топливе (режим теплофикации при температуре воздуха ниже -2°C). Задвижки *b* и *г* открыты, задвижки *a* и *в* закрыты. По трубопроводу 7 к форсункам подводится уходящий из турбины газ с достаточно высоким содержанием кислорода. Количество тепла увеличивается на $68,5 \text{ Гкал/ч}$ вследствие сгорания жидкого топлива и составляет 115 Гкал/ч .

3. ГТУ отключена, работает только подогреватель на жидком топливе. Задвижка *a* открыта, остальные закрыты. Для горения к форсункам с помощью воздухоподогрева *б* подводится атмосферный воздух. От подогревателей отводится 90 Гкал/ч тепла.

4. ГТУ включена, теплофикационный подогреватель отключен (летний режим работы без теплофикации). Задвижка *в* открыта, остальные закрыты.

Тепло охлаждающей воды, кроме теплофикации и горячего водоснабжения, может быть использовано в утилизационных установках, в абсорбционных охлаждающих установках для кондиционирования воздуха и в опреснительных установках. ГТУ замкнутого цикла могут обеспечить получение 15 т/ч пресной воды на 1 мвт установленной мощности.

Наряду с теплофикационными подогревателями в выпускном тракте ГТУ открытого цикла могут быть размещены котлы-утилизаторы, пар из которых используется для различных технологических целей, а также непосредственно во вспомогательном оборудовании ГТУ — для подогрева топлива в главном и расходном баках и в трубопроводах, для нагрева воды в системе очист-

ки тяжелого топлива от примесей и т. п. В судовых ГТУ широко применяется подача пара из котла-утилизатора к вспомогательной паровой турбине, приводящей в движение электрогенератор бортовой сети.

Швейцарская фирма Эрликон ввела в эксплуатацию две ГТУ мощностью по 730 кВт на электростанции в Алжире, где работают две паровые турбины мощностью по $25\,000 \text{ кВт}$ [87].

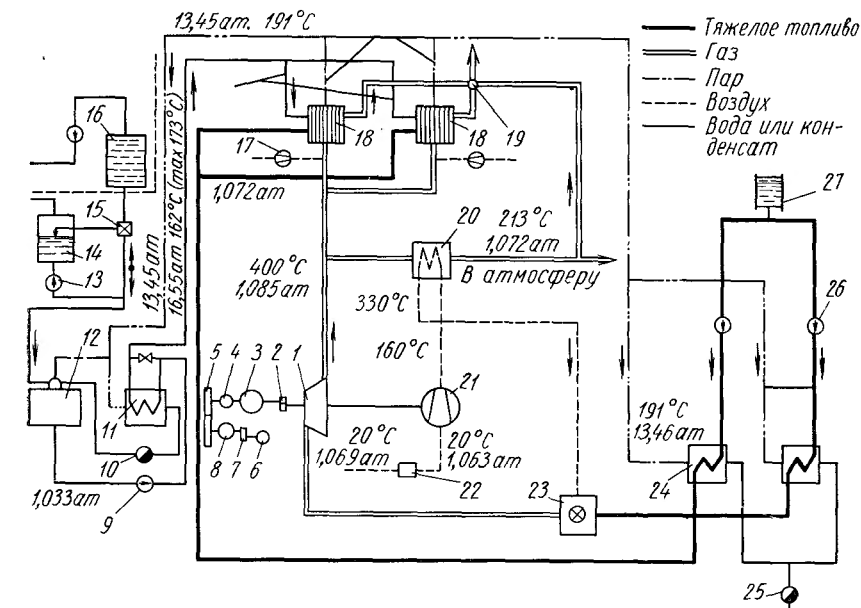


Рис. 9. Тепловая схема станции с ГТУ мощностью 730 кВт фирмы Эрликон:

1 — турбина; 2, 5, 7 — редукторы; 3 — генератор; 4 — возбудитель; 6 — двигатель валоповорота; 8 — пусковой двигатель; 9 — питательный насос; 10 и 25 — сбросные клапаны конденсата; 11 — подогреватель воды; 12 — деаэрактор; 13 — конденсатный насос; 14 — напорный бак с постоянным уровнем; 15 — регулятор уровня; 16 — резервный бак; 17 — вентилятор для подачи воздуха в котлы при неработающей ГТУ; 18 — котлы-утилизаторы; 19 — регулирующий клапан; 20 — регенератор; 21 — компрессор; 22 — воздушный фильтр; 23 — камера сгорания; 24 — топливоподогреватель; 26 — топливный насос; 27 — топливный бак

Выпускные газы ГТУ, приводящей в движение генератор, отводятся во вспомогательные котлы производительностью по $3,6 \text{ т/ч}$ пара, предназначенные для подогрева тяжелого топлива, сжигаемого в основных котлах паровых турбин. ГТУ (рис. 9) одно-вальная, состоит из компрессора 21, турбины 1, камеры сгорания 23, генератора 3, регенератора 20 и паровых котлов-утилизаторов 18.

Генерируемый в котлах пар направляется к топливоподогревателям 24, к деаэрактору 12 и к подогревателю питательной воды 11.

Возможны следующие режимы работы ГТУ:

- 1) ГТУ работает с регенерацией без котлов;
- 2) ГТУ выключена, котлы работают на собственных горелках;
- 3) ГТУ работает совместно с котлами, которые работают на выпускных газах без подачи топлива к горелкам котлов, при этом обеспечивается 50 % производительности котлов;
- 4) ГТУ работает совместно с котлами при подаче топлива к котлам.

Подача выпускных газов к котлам регулируется лепестковым клапаном 19. При пуске установки и на первом режиме ее работы клапан перекрывает выпускной тракт котлов и направляет газы через регенератор 20. При работе установки на третьем и четвертом режимах клапаном перекрывается выпускной тракт регенератора и газы из турбин проходят только через котлы 18. При независимой работе котла на собственных горелках (второй режим) котлы снабжаются воздухом от вентиляторов 17. Вследствие того, что на различных режимах работы коэффициент избытка воздуха в котлах имеет различные величины, возникает ряд специальных проблем регулирования горения.

При независимой работе котла на собственных горелках коэффициент избытка воздуха составляет 1,2; эта величина возрастает до 10 и более при работе ГТУ и одновременной подаче воздуха в котел. Если котел работает на уходящих газах, температура газа на входе в трубный пучок котла минимальная, а расход греющей среды максимальный. При этом режиме температура трубок котла имеет наиболее высокое значение, и именно этот режим является расчетным для проектирования котла. При независимой работе котла на собственных горелках топливо сгорает при малом расходе воздуха и при высокой температуре газа. Температура металла трубок также достаточно высокая, но на выходе из котла вследствие малого расхода греющей среды температура газа низкая, что создает опасность коррозии хвостовых поверхностей теплообмена. Во избежание этого предусмотрен паровой подогреватель 11 питательной воды, поддерживающий на этом режиме температуру уходящих газов не ниже 160° С.

Паропроизводительность котлов 18 регулируют следующим образом. При повышенном расходе пара падает его давление и специальный регулятор воздействует через пневматический сервопривод на клапан 19, который ограничивает расход газа на регенератор 20 и увеличивает расход на котел 18. Если же клапан находится в крайнем положении, а паропроизводительность котла недостаточна, световая и звуковая сигнализация оповещает о необходимости включения собственных горелок котла. В дальнейшем специальная система регулирования связывает

давление жидкого топлива перед горелками котла (т. е. расход топлива) с положением клапана 19.

Известным способом повышения экономичности и мощности газотурбинных установок является впрыск воды или подача пара в камеры сгорания ГТУ. В судовой ГТУ мощностью 20 000 л. с. фирмы Джeneral — Электрик подаваемый в камеры сгорания пар служит одновременно и для распыления топлива в форсунках. Пар для этой цели генерируется в котле-утилизаторе [53]. В этой же турбоустановке пар из котла-утилизатора в течение всего периода работы ГТУ поступает к пусковой паровой турбине, постоянно соединенной с валом турбокомпрессора. Паровая турбина развивает мощность 1000 л. с. (5 % номинальной мощности ГТУ).

Оригинальный способ повышения экономичности и мощности ГТУ с использованием пара из утилизационного котла применен фирмой Бонинг в газотурбинном двигателе мощностью 240 л. с. модели 502-22 [106]. ГТУ, приводящая в движение генератор мощностью 160 квт, снабжена котлом-утилизатором производительностью 1200 кг/ч. Пар из котла поступает в систему отопления и систему кондиционирования воздуха с абсорбционными холодильниками. Охлажденная в системе кондиционирования вода направляется в змеевики теплообменного аппарата, размещенного во входном воздухопроводе компрессора ГТУ. Всасываемый компрессором воздух охлаждается в теплообменнике, что способствует повышению к. п. д. и мощности всей установки.

На рис. 10 показана автономная ГТУ 1S/60 фирмы Ровер, предназначенная для военных штабов, ремонтных подразделений и медицинских учреждений арктических районов [105]. Установка создает нормальные условия для жизни и работы персонала при температуре атмосферного воздуха до —55° С. Она обеспечивает привод генератора мощностью 20 квт, растопку снега до 900 л в сутки, подачу горячей воды при температуре +40° С в количестве 6,75 л/мин, подогрев воздуха в помещении до 24° С, поддержание температуры пола на уровне 17° С и циркуляцию воздуха в вентиляционной системе.

Газотурбинный двигатель 8 приводит в движение генератор 7. Выпускные газы отводятся по газопроводу 9, в ответвлении которого расположен подогреватель 10 воды. Вода образуется в баке 4 для растопки снега и насосом 5 подается в бак 13 холодной воды с избыточным давлением над зеркалом 0,7 кг/см². Из бака холодная вода направляется к потребителям через вентиль 11 и в бак 1 горячей воды для поддержания постоянного уровня. Из бака горячая вода прокачивается насосом в радиаторы 2 отопления, в змеевик бака 4 для растопки снега и к потребителям через вентиль 12. Из радиатора 2 и змеевика бака 4 вода направляется в газоводяной подогреватель 10, нахо-

дящийся в байпасном ответвлении выпускного газохода 9. Температура воды регулируется термостатом, перепускающим через байпас необходимое количество газа. В баке 4 и в помещении рядом с радиаторами 2 расположены дополнительные электроподогреватели 6, включаемые при повышенном расходе воды потребителями. Помещения обогреваются вследствие циркуляции воздуха, создаваемой вентилятором 3, через радиатор отопления. Нагретый воздух частично рециркулирует и частично смешивается со свежим воздухом.

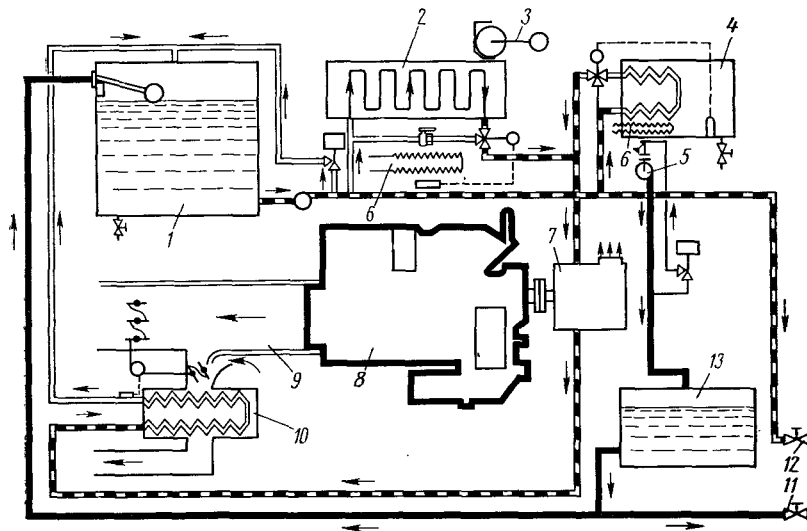


Рис. 10. Схема ГТУ 1S/60 мощностью 60 л. с. фирмы Ровер с утилизацией тепла

Кроме утилизации, уходящие газы можно использовать для всевозможных утилитарных целей в зависимости от запросов потребителя, например, для растапливания снега на аэродромах и улицах.

Газотурбинные установки могут служить также генераторами инертного газа, используемого для тушения крупных очагов пожаров в закрытых помещениях. Это исключает затопление подвалов и складов водой, которая часто причиняет ущерб, не меньший, чем огонь. Принцип действия установки для пожаротушения заключается в использовании турбореактивного двигателя с дополнительным дожиганием топлива в сопле с одновременным впрыском воды для генерирования пара и охлаждения уходящих газов [74]. Установка (рис. 11) состоит из турбореактивного двигателя 8, в выпускном сопле которого установлена форсунка 7 со стабилизатором 6 пламени. В зоне дожигания

температура газа достигает 1250°C . Чтобы стенки не перегревались, их заключают в водяную рубашку 5. Охлаждающая вода, пройдя через рубашку, насосом 4 подается под давлением к форсункам 3. Вода испаряется в потоке горячего газа и охлажденная парогазовая смесь через распылительную сетку 2 по гибкому трубопроводу диаметром 760 мм направляется к очагу пожара. Для понижения сопротивления на выходе, перед пуском установки открывают сбросной клапан 1, который при необходимости

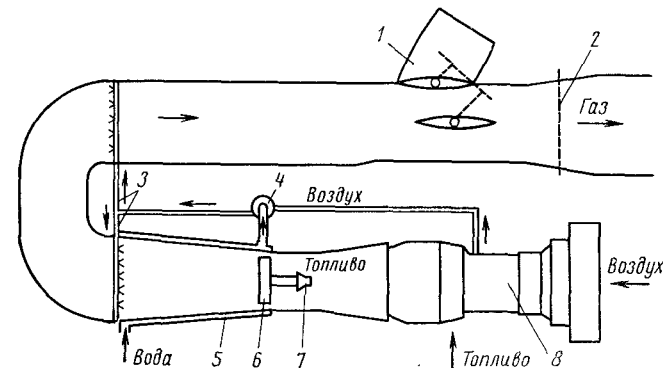


Рис. 11. ГТУ для генерирования инертного газа

димости сокращения расхода служит также для сброса части парогазовой смеси.

При испытаниях был получен следующий процентный состав смеси:

Процентный состав	O ₂	H ₂ O	N ₂	CO ₂
По массе	7	37	49	7
По объему	5	49	42	4

Водяной насос 4 приводится в движение воздушной турбиной, которая питается сжатым воздухом из компрессора.

Вся установка монтируется на шасси пятитонного грузовика и является полностью автономным агрегатом. Предусмотрено только внешнее подсоединение воды.

Одним из весьма перспективных направлений в утилизации тепла уходящих газов является использование их для опреснения морской воды. ГТУ мощностью 21 000 кВт фирмы Броун-Бовери приводит в движение электрогенератор мощностью 7400 кВт, а уходящие газы поступают в подогреватель пресной воды, которая служит теплоносителем в опреснительной установке (рис. 12). Кроме того, в выпускном тракте расположены секции

котла-утилизатора, вырабатывающего пар для питания эжектора. При этом расходуется 82 кг/сек газов, температура его на входе 345°С, температура воды на выходе 121°С; производительность котла 5,2 т/ч. Опреснительная установка обеспечивает выход до 2275 м³ дистиллата в сутки; для получения 1 л воды затрачивается 56 ккал тепла [117].

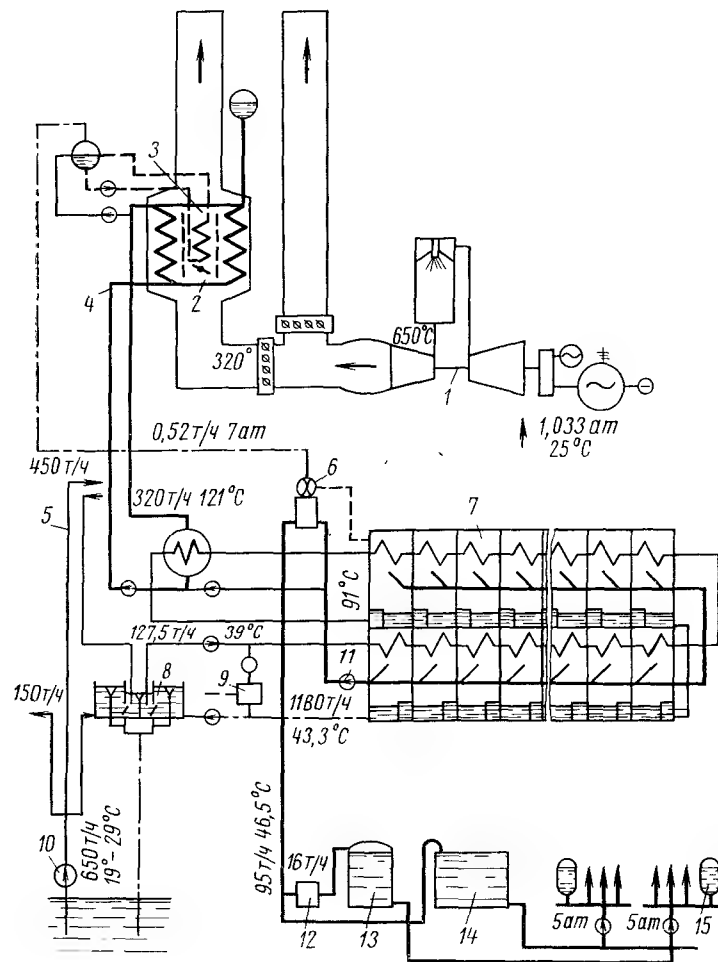


Рис. 12. ГТУ мощностью 21 000 квт фирмы Броун — Бовери с опреснительной установкой:

1 — ГТУ; 2 — утилизационный подогреватель; 3 — испарительная секция; 4 — тракт горячей воды; 5 — тракт охлаждающей воды для силовой установки; 6 — эжектор; 7 — дистилляционная установка; 8 — смеситель морской воды; 9 — бак для водоочистки; 10 — насос морской воды; 11 — насос дистиллата; 12 — бак для дополнительной очистки воды; 13 — бак питьевой воды; 14 — бак технической воды; 15 — аккумулятор давления

Использование авиационных газотурбинных двигателей в стационарных условиях

Основными препятствиями для применения авиационных двигателей в стационарной практике всегда являлся их малый ресурс работы, относительно низкая экономичность и ограниченная мощность в одном агрегате. В настоящее время ресурс авиационных газотурбинных двигателей увеличен от нескольких сотен до 2500—4000 ч. При эксплуатации в наземных условиях, когда требования к надежности не столь высоки, ресурс некоторых двигателей достигает 8000 ч при полной нагрузке и заметно увеличивается при работе на частичных нагрузках.

Повышению долговечности авиационных двигателей в наземных установках способствует также более спокойная их работа — отсутствие резких тепловых ударов и более постоянная нагрузка по сравнению с авиационными двигателями.

Базовые ГТУ на электростанциях должны работать до 100 тыс. ч, поэтому авиационные двигатели не могут быть использованы в этой области; ресурс работы пиковых ГТУ составляет 10—20 тыс. ч, что превышает срок службы авиадвигателей, но вследствие их низкой стоимости и компактности может быть целесообразна двух- или трехкратная смена двигателя в течение периода эксплуатации, т. е. примерно каждые 4—5 лет.

К. п. д. авиационных двигателей при промышленном их исполнении на клеммах генератора равен 23—26%. Первая цифра относится к одновалным турбокомпрессорам со степенью повышения давления около семи, вторая — к двухвалным со степенью повышения давления около десяти.

Мощность авиационных двигателей с одновальным турбокомпрессором достигает 10 000 *квт*, с двухвальным турбокомпрессором — 20 000 *квт* в одном агрегате. При этом имеется возможность многократного увеличения мощности установки путем параллельной работы нескольких двигателей на один электрический генератор.

Турбовинтовые двигатели с высокооборотной силовой турбиной соединяют с электрогенератором через соответствующий понижающий редуктор. Турбореактивные двигатели используют в качестве турбокомпрессора — энергия струи выпускных газов срабатывает в специальной силовой турбине, соединенной с электрическим генератором непосредственно, или через редуктор. При этом турбореактивный двигатель механически не связан с силовой турбиной. Такая схема позволяет направлять выпускные газы от нескольких двигателей к одной общей силовой турбине.

Использование авиационных двигателей в энергетических установках обеспечивает им ряд преимуществ по сравнению с паровыми турбинами или ГТУ традиционных конструкций.

В первую очередь — это низкая стоимость двигателя благодаря массовости его производства, малые размеры и небольшая масса установки, отсутствие потребности в охлаждающей воде. Эти показатели обеспечивают малые затраты на капитальное строительство здания, легкость и простоту фундаментов, компактность станции в целом. Стоимость установленного киловатта составляет $1/2—3/4$ от соответствующей суммы для паросиловых установок.

Отличительной особенностью ГТУ на базе авиадвигателей является исключительно быстрый их пуск и набор ими мощности. Если время пуска из холодного состояния до принятия полной нагрузки в наиболее маневренных стационарных ГТУ равно десяткам минут, то для установки с авиационными двигателями оно доходит до 3—5 мин.

Турбокомпрессоры можно ремонтировать на специализированном предприятии, так как демонтаж дефектного двигателя и замена его новым занимает всего несколько часов вследствие малой массы и отсутствия необходимости в центровке валов (турбокомпрессоры связаны с силовой турбиной только по газовому тракту). Силовые турбины работают при относительно низких начальных температурах и давлениях, благодаря чему обеспечение их прочности не вызывает затруднений и ресурс их работы практически не ограничивается.

Малая инерция роторов авиационных двигателей и отсутствие механической связи турбокомпрессора с генератором требуют небольших по мощности пусковых устройств. Перечисленные преимущества двигателей подобного типа, а также ряд положительных свойств, характерных для всех ГТУ — повышение мощности в холодное время года, возможность автоматизации работы агрегата и дистанционного управления им, малое количество вспомогательных механизмов, небольшой обслуживающий персонал, — позволили широко использовать ГТУ на базе авиационных двигателей в качестве пиковых установок. Их размещают на мощных паротурбинных станциях в виде пикового резерва и непосредственно на местах потребления энергии в районе понизительных электроподстанций. Включаются они автоматически при падении частоты в сети или дистанционно — с центрального диспетчерского пункта (часто отстоящего на сотни километров) по радио или телефону при полностью автоматизированной станции без обслуживающего персонала.

По пути создания таких установок пошли ведущие английские турбостроительные фирмы АЕИ, Инглиш Электрик, Бристоль — Сиддли, американские — Купер—Бессемер, Джeneral—Электрик, Прагг — Уитни и др. Турбостроительные фирмы изготовляют к этим ГТУ силовые турбины, выпускные трубопроводы и вспомогательное оборудование. Промышленные образцы авиационных двигателей характеризуются отсутствием реактивного

сопла и заменой магниевых деталей на алюминиевые, что защищает их от атмосферной коррозии.

На рис. 13 изображен турбореактивный двигатель Эвон фирмы Роллс—Ройс, устанавливаемый на самолетах «Каравелла». Промышленный двигатель с отдельной силовой турбиной имеет мощность около 10 000 кВт на клеммах генератора при длительной нагрузке и до 13 000 кВт при кратковременной. Двигатель при мощности 10 000 кВт расходует 76 кг/сек воздуха, степень повышения давления его 9,5; температура газа перед компрессорной турбиной 855°С, удельный расход тепла 3583 ккал/кВт·ч. Ресурс двигателя между ремонтами 1800 ч при 1800 пусках, 2400 ч при 1500 пусках и 8000 ч при 10 пусках.

Двигатель широко используется турбостроительными фирмами Инглиш Электрик и АЕИ для различных стационарных установок.

На рис. 14 изображена ГТУ фирмы Инглиш Электрик мощностью 10 000 кВт, выполненная на базе этого двигателя. Силовая турбина, изготовленная фирмой Инглиш Электрик, — консольная, двухступенчатая. Ротор ее опирается на два подшипника скольжения. Конструкция обеспечивает возможность быстрых пусков.

Особый интерес представляют конструкции, где выпускные газы нескольких турбокомпрессоров срабатываются в одной силовой турбине.

На рис. 15 представлена ГТУ компании АЕИ с четырьмя турбокомпрессорами, работающими на одну двухступенчатую консольную силовую турбину мощностью 55 000 кВт.

Фирмой Джeneral — Электрик разработана установка, в которой десять турбореактивных двигателей приводят в движение одну консольную одноступенчатую турбину, непосредственно соединенную с генератором мощностью 100 000 кВт (рис. 16). Число оборотов генератора 1200 в минуту при 60 периодах в сети.

Фирма Инглиш Электрик решает компоновку нескольких турбокомпрессоров иначе — на рис. 17 показана ГТУ с четырьмя турбореактивными двигателями «Эвон». Выпускные газы по двум симметричным трубопроводам поступают к двухступенчатой силовой турбине, непосредственно соединенной с генератором. Поток газа дважды меняет свое направление под углом 90°. Дополнительные потери на этих участках газового тракта отчасти компенсируются вследствие осевого выхода газов из силовой турбины. Такая схема создает определенные компоновочные преимущества — вход воздуха и выход газа осуществлен с одной стороны здания и машинный зал не загроможден воздухо- и газопроводами.

Обе турбины соединены с генератором с разных сторон. Суммарная мощность этой установки около 60 000 кВт.

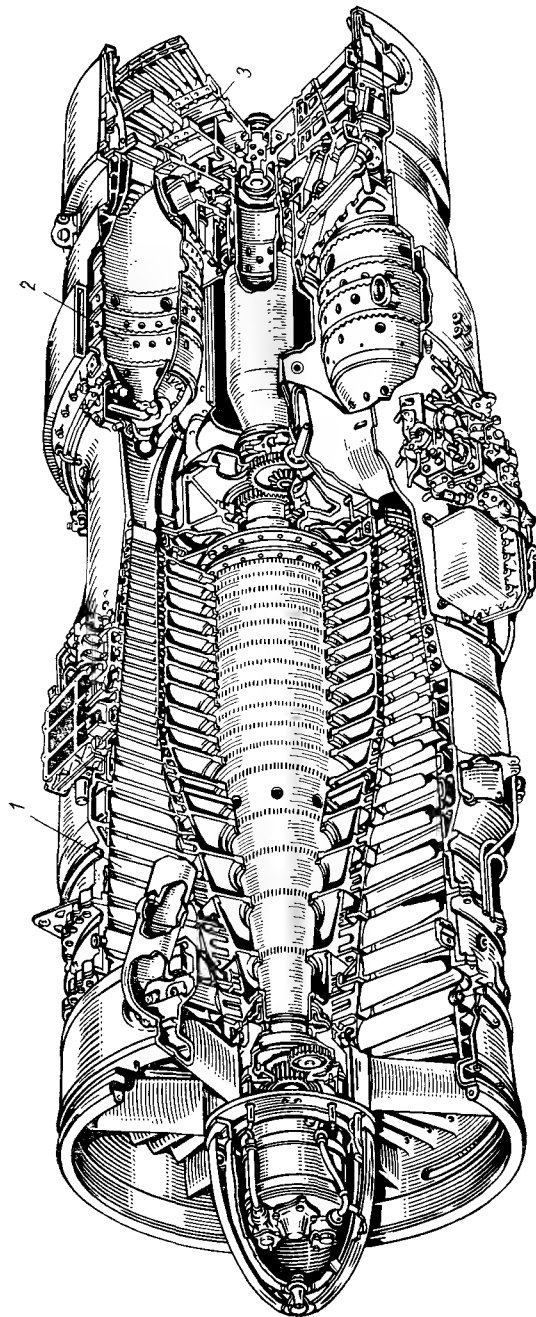


Рис. 13. Турбореактивный двигатель «Экон» фирмы Роллс-Ройс:
1 — компрессор; 2 — камеры сгорания; 3 — турбина

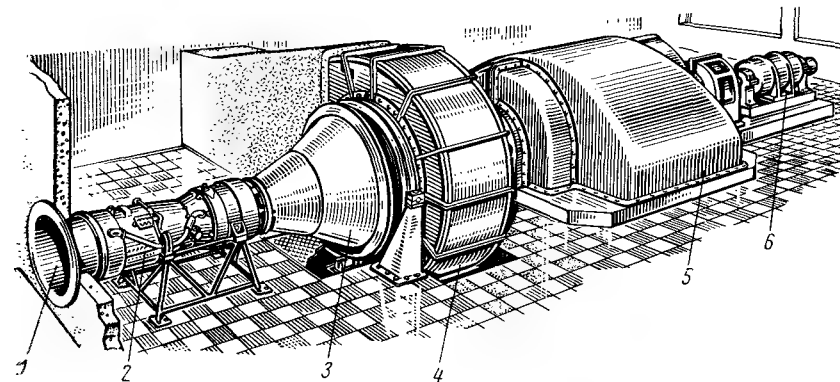


Рис. 14. ГТУ мощностью 10 000 квт фирмы Инглиш Электрик:
1 — впускной патрубок; 2 — турбокомпрессор; 3 — переходный патрубок; 4 — турбина низкого давления; 5 — генератор; 6 — возбудитель

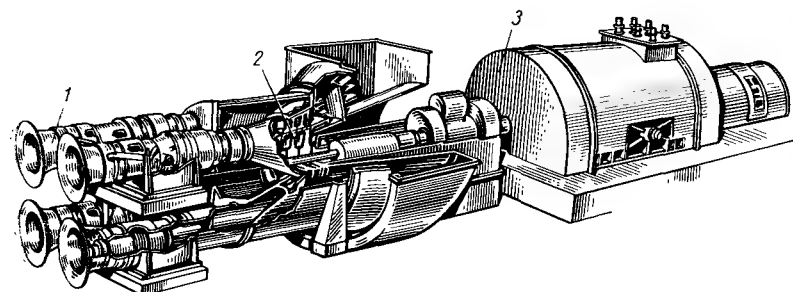


Рис. 15. ГТУ мощностью 55 000 квт компании AEI:
1 — турбокомпрессоры; 2 — силовая турбина; 3 — генератор

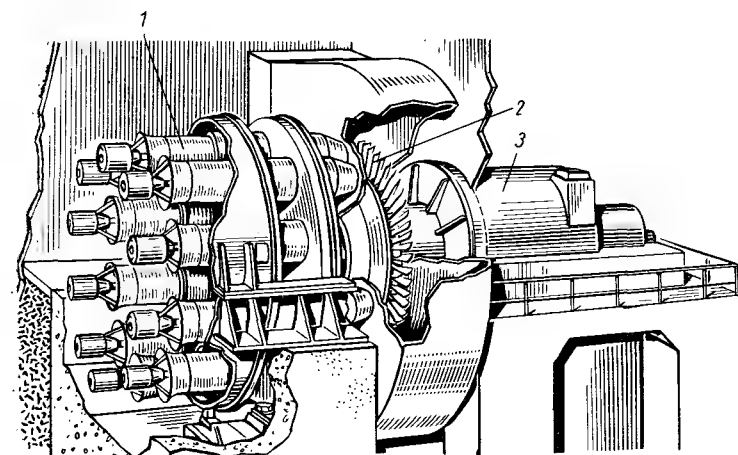


Рис. 16. ГТУ мощностью 100 000 квт фирмы Джeneral — Электрик:
1 — турбореактивные двигатели; 2 — турбина; 3 — генератор

Принципиально иное решение принято в компоновке турбореактивных двигателей Пратт—Уитни (рис. 18). Каждая пара двигателей установки работает на одну силовую турбину, а роторы силовых турбин соединены последовательно. Двигатели расположены перпендикулярно оси силовой турбины. Мощность каждой силовой турбины с двумя турбокомпрессорами равна 30 000 кВт, общая мощность установки 120 000 кВт.

Такую же компоновку имеют двигатели «Олимпус» фирмы Бристоль—Сиддли номинальной мощностью 15 000 кВт (рис. 19).

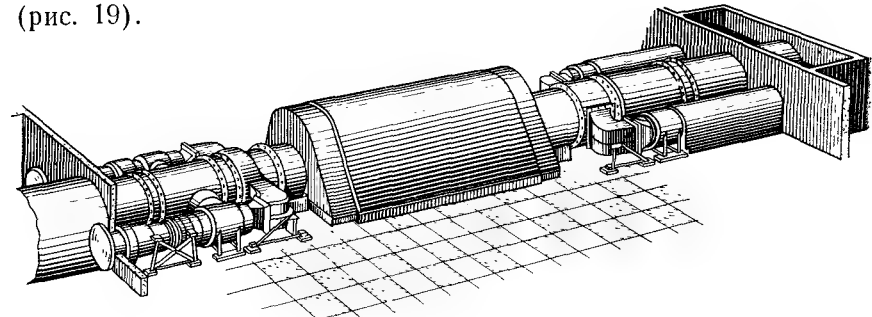


Рис. 17. ГТУ мощностью 60 000 кВт фирмы Инглиш Электрик

Мощность установки с четырьмя двигателями составляет 70 000 кВт при $+15^{\circ}\text{C}$ и 80 000 кВт при $-7,5^{\circ}\text{C}$. Турбокомпрессоры смонтированы перпендикулярно оси генератора, и их выпускные газы поступают к четырем силовым турбинам, соединенным последовательно одна с другой и с генератором.

Двигатель «Олимпус» двухвальный, температура газа при номинальной мощности составляет 837°C , расход воздуха 105 кг/сек, степень повышения давления 10.

Ресурс работы силовой турбины между сменами облопачивания равен 10 000 ч; ревизию турбина проходит каждые 1000 ч.

Все описанные выше установки состоят из двух конструктивно различных элементов — турбокомпрессоров, представляющих собой легкие компактные двигатели, и силовых турбин, выполненных в соответствии с практикой стационарного газотурбостроения. Этим объясняется существенное различие в массах отдельных элементов. Так, один турбокомпрессор типа «Олимпус» весит 1,8 т, силовая турбина — 15,1 т, рама — 5,8 т, генератор — 70 т; общая масса установки мощностью 15 000 кВт — 92,7 т. Масса ГТУ с четырьмя турбокомпрессорами составляет 197,2 т, в том числе турбокомпрессоров — 7,2 т, силовой турбины — 38 т, рамы — 18 т и генератора мощностью 70 000/80 000 кВт — 134 т.

В промышленных и транспортных ГТУ широко используется турбовинтовой двигатель «Протей» фирмы Бристоль—Сиддли

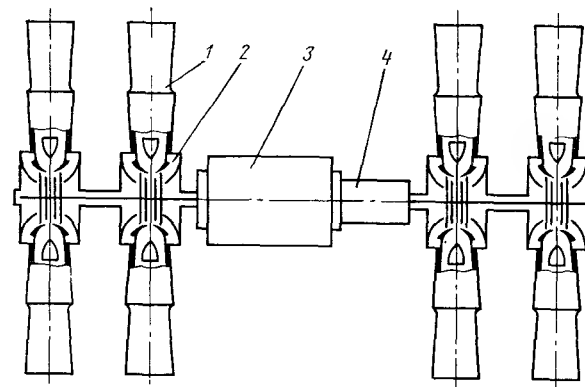


Рис. 18. Схема ГТУ мощностью 120 000 кВт фирмы Пратт—Уитни:

1 — турбореактивный двигатель; 2 — силовая турбина; 3 — генератор; 4 — возбудитель

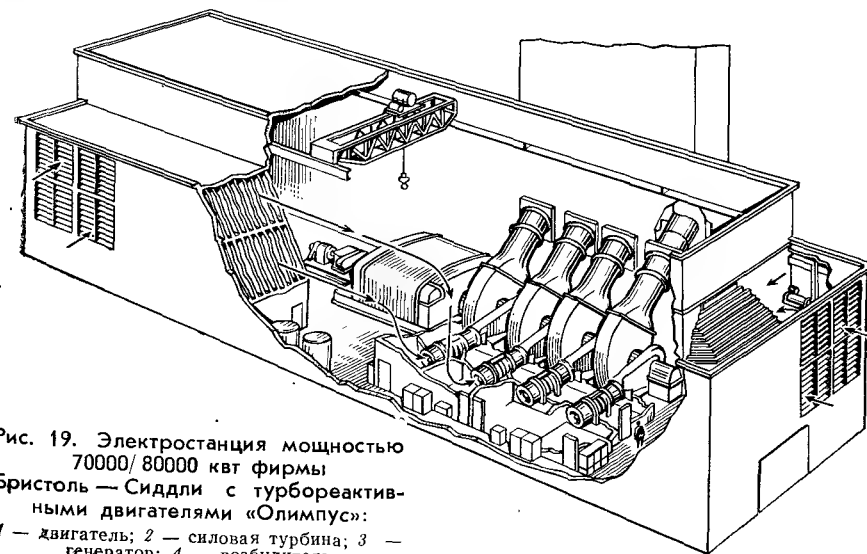


Рис. 19. Электростанция мощностью 70 000/80 000 кВт фирмы Бристоль—Сиддли с турбореактивными двигателями «Олимпус»:
1 — двигатель; 2 — силовая турбина; 3 — генератор; 4 — возбудитель

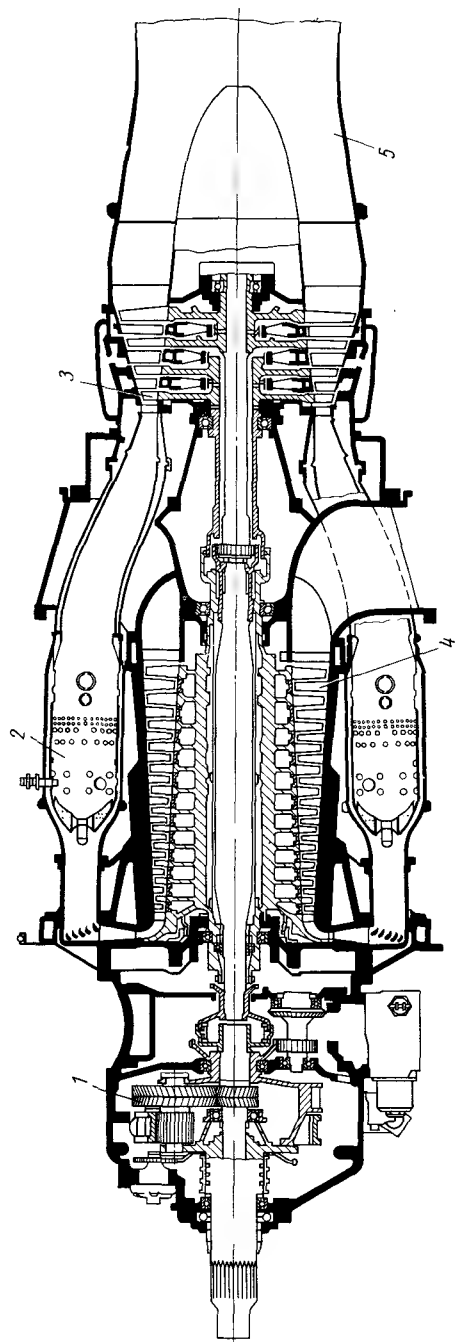


Рис. 20. Турбовинтовой двигатель «Протей» фирмы Бристоль — Сиддли:
1 — редуктор; 2 — камеры сгорания; 3 — турбина; 4 — компрессор; 5 — выпускной патрубок

(рис. 20). Двигатель имеет силовую турбину с понижающим редуктором и непосредственно приводит в движение генератор мощностью 3000 кВт. Температура газа перед соплами 852°C , термический к. п. д. 23—24%, расход масла до 1,1 л/ч. Число оборотов ротора генератора 1000 в минуту (или 900 в минуту для системы с 60 периодами). Диаметр двигателя около 1000 мм, длина его 2670 мм, общая длина установки 7393 мм. На рис. 21 показана автономная электростанция с этим двигателем.

На рис. 22 дана компоновка электростанции с отечественными турбовинтовыми двигателями АИ-20 [3]. Двигатели непосредственно соединены с генератором мощностью 1250—2000 кВт (в зависимости от режима работы установки). Станция с двумя ГТУ мощностью 2500—4000 кВт и площадью 216 м^2 разделена на три отсека — боксы для двигателей размером $6 \times 6\text{ м}$, генераторное помещение $6 \times 12\text{ м}$ и вспомогательное помещение $6 \times 12\text{ м}$, где размещен пульт управления и электроаппаратура.

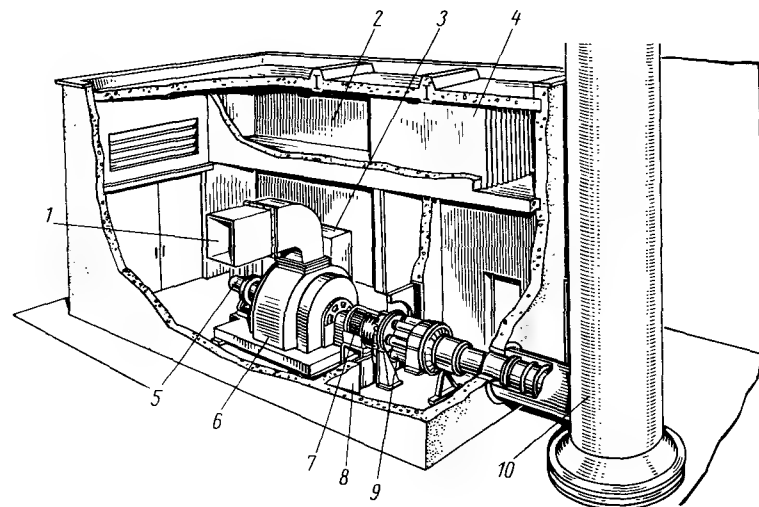


Рис. 21. Электростанция мощностью 3000 кВт фирмы Бристоль — Сиддли с турбовинтовым двигателем «Протей»:

1 — выходной патрубок охлаждающего воздуха из генератора; 2 — входной патрубок воздуха; 3 — пульт управления; 4 — глушитель шума всасывания; 5 — возбуждатель; 6 — генератор; 7 — вал; 8 — перегородка; 9 — ГТУ; 10 — дымовая труба с глушителем шума

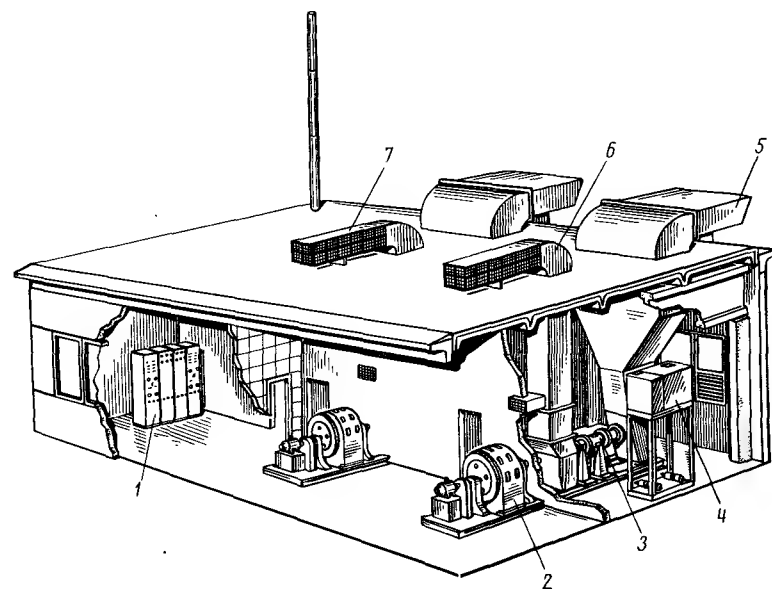


Рис. 22. Электростанция мощностью 2500—4000 кВт с турбовинтовыми двигателями АИ-20:

1 — пульт управления; 2 — генератор; 3 — ГТУ; 4 — топливный и масляный баки; 5 — выпускной патрубок; 6 — глушитель шума всасывания; 7 — воздушный фильтр

При мощности 4000 кВт станция имеет удельную кубатуру 0,025 м³/кВт, удельные капиталовложения 30,9 руб/кВт, расчетную стоимость киловатт-часа при 1000, 2000 и 5000 ч работы в году — соответственно 2,35; 1,90; 1,60 коп. При работе до 3000 ч в году эта станция выгоднее дизельной.

СУДОВЫЕ ГТУ

Газотурбинные установки являются весьма перспективными двигателями для морских судов различного назначения. Если в практике стационарного газотурбостроения их применение в большинстве областей вызывается не прямой необходимостью, а несколько лучшими показателями по сравнению с другими первичными двигателями, то в морских условиях, особенно для боевых кораблей, ГТУ придают принципиально новые качества объектам, на которых они устанавливаются.

Ни один судовый двигатель не обладает одновременно всеми достоинствами ГТУ — большой мощностью, низким удельным весом, малыми размерами, быстрым пуском, простотой и гибкостью управления. По данным зарубежной печати недостатки ГТУ — пониженная экономичность, потребность в дистиллатном топливе и, в ряде случаев, недостаточная надежность и долговечность — по мере совершенствования этих установок постепенно устраняются.

В зарубежных странах ГТУ применяют в качестве первичных двигателей для кораблей военно-морского флота и для судов транспортного флота, вспомогательных двигателей для привода бортовых электрогенераторов и различных аварийных систем — насосов, генераторов и т. п.

Для морских кораблей созданы два типа ГТУ — всережимные и ускорительные (форсажные). Первые являются единственным первичным двигателем корабля, вторые служат для обеспечения кратковременной большой мощности в дополнение к основным более экономичным двигателям.

В судовой практике, как и в стационарной, предпринимаются успешные попытки использования авиационных ГТУ в качестве силовых и вспомогательных двигателей. По данным зарубежных авторов для кораблей на подводных крыльях или на воздушной подушке, авиационная ГТУ служит практически единственно приемлемым типом двигателя.

Применение авиационных двигателей в судовых условиях исключает возможность их ремонта и даже ревизии на борту корабля — аварийный двигатель необходимо заменять целиком на базе; для крупных судов не исключено наличие запасного двигателя или турбокомпрессора на борту, тем более, что весь процесс замены двигателя занимает несколько часов и требует

простейших грузоподъемных механизмов — масса авиационного двигателя мощностью 20 000 л. с. не превышает 3 т.

Замена комплектного двигателя или его турбокомпрессора имеет ряд преимуществ по сравнению с ремонтом на борту — время пребывания корабля на базе существенно уменьшается, ремонт двигателя в стационарных (береговых) условиях проводится без спешки в хорошо оборудованных мастерских или на заводе квалифицированными специалистами, а квалификация и численность инженерного персонала на борту корабля может быть заметно снижена, т. е. уменьшаются расходы на подготовку плавсостава, сократятся на борту жилые помещения, запасы продовольствия, денежные средства и т. п.

Однако самым основным критерием, определяющим применение авиационных двигателей в судовой практике, служит то, что они проходят тщательнейшую отработку и доводку в соответствии с их прямым назначением. Конвертирование их для судовых условий является заключительным и относительно небольшим этапом по сравнению с затратами и временем на их создание.

В то же время такая простая операция, как ручная чистка загрязненного облопачивания, при применении авиационных двигателей практически исключается и требует замены всего агрегата.

Одним из основных требований к силовым установкам тяжелых боевых кораблей является способность выдерживать большие ударные нагрузки. Поэтому наличие в авиационных двигателях подшипников качения весьма нежелательно. Однако замена подшипников качения на подшипники скольжения и выполнение горизонтальных разъемов в корпусах турбомашин принципиально меняет конструкцию двигателя. Исходя из этого в ряде случаев есть смысл создавать новый двигатель целевого назначения даже с заметно худшими массовыми и габаритными показателями, но более надежный и удароустойчивый, чем авиационные двигатели.

Всережимные ГТУ для кораблей морского флота

Всережимные установки должны иметь высокую экономичность и большой ресурс на частичных нагрузках, быстрый пуск, реверсирующее устройство, минимальные габариты и массу. Применение дистиллатного топлива допустимо. Их отличительной особенностью является специфический режим работы — максимальная мощность реализуется всего на протяжении 5–10% ресурса двигателя, а на остальное время для движения корабля на экономических ходах достаточно 20–30% мощности. Поскольку одним из основных параметров корабельной силовой установки служит суммарная масса двигателя и топлива для

заданной дальности плавания с тем, чтобы максимально возможно сократить эти величины, необходимо обеспечить высокий к. п. д. на частичных нагрузках; на максимальной мощности может быть допущена пониженная экономичность. Это требование находится в противоречии с характеристиками ГТУ, и для его удовлетворения используют сложные схемы с несколькими компрессорами и турбинами, воздухоохладителями и обязательно с регенератором, причем регенератор проектируют из условий максимальной эффективности на малых нагрузках, а при большой мощности избыток горячего газа отводится, минуя регенератор, в дымовую трубу.

Попытки создания всережимных ГТУ со сложными схемами, предпринятые фирмами Роллс—Ройс, Инглиш Электрик и др., не дали положительных результатов. В лучшем случае установки демонтировались после стендовых или ходовых испытаний, в основном же они не выходили за пределы проектных проработок.

В последние годы находят применение только установки, выполненные по простейшей схеме со свободной силовой турбиной. Недостаточная их экономичность на частичных нагрузках может быть отчасти компенсирована парциальной работой отдельных двигателей на полной мощности. Так, на английских патрульных катерах класса «Брейв» установлено по три двигателя «Протей» фирмы Бристоль—Сиддли, каждый из которых работает через реверсивный редуктор на отдельный винт. На экономических ходах работает один двигатель, по мере необходимости пускают остальные двигатели. Пуск двигателей и набор полной мощности достигаются за 60 сек. Возможна также работа нескольких двигателей на один редуктор; при этом каждый из них снабжен разобщительной муфтой, допускающей соединение и отсоединение двигателя при работающем редукторе. Последующая работа каждого двигателя на экономических ходах в процессе эксплуатации пропорционально увеличивает ресурс всей машинной группы корабля.

Ускорительные ГТУ для кораблей морского флота

Ускорительные ГТУ используют в комбинации с основными дизельными или паротурбинными установками. Иногда основными двигателями служат также ГТУ меньшей мощности.

Мощность ускорительных ГТУ превышает мощность основных двигателей в 2—5 и даже в 20 раз. Газотурбинным установкам присуще органичное сочетание всех качеств ускорительных двигателей — малый удельный вес, компактность, быстрый пуск. Недостатки ГТУ — низкая экономичность, малый ресурс и потребность в дистиллатном топливе имеют в этом случае второстепенное значение.

При работе ускорительных установок обеспечение заднего хода корабля не обязательно, хотя крайне желательно иметь реверс для возможности маневрирования при аварийном выходе из строя основных двигателей. Это требование особенно важно для кораблей с основными паротурбинными установками, которые могут выключаться на стоянке для ревизии или ремонта. Наличие ускорительной ГТУ с малым временем пуска позволяет в любой момент обеспечить ход корабля. Естественно, что реверсирование усложнит трансмиссию, но преимущества этого

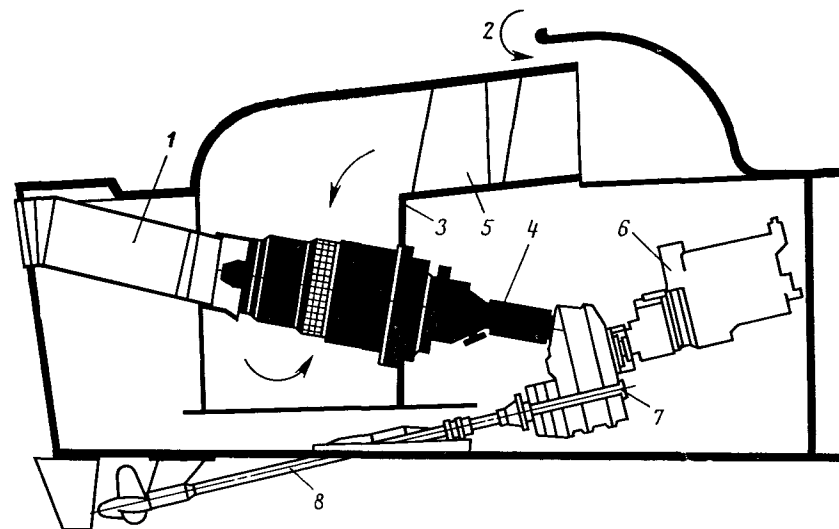


Рис. 23. Схема силовой установки катера «Феросити»:

1 — выпускной трубопровод; 2 — входной канал; 3 — переборка; 4 — ГТУ; 5 — жалюзийные решетки; 6 — дизельный двигатель; 7 — редуктор; 8 — валопровод

варианта очевидны. Большинство современных кораблей с комбинированными установками предусматривают реверсирование и независимое движение на каждом из двигателей — как основном, так и ускорительном. Машинная группа такого корабля носит название установки двойного назначения.

Топливом для ускорительных ГТУ обычно служит дистиллатное жидкое топливо. Применение столь качественного топлива необходимо для получения большой мощности при высокой температуре перед соплами. Кроме того, при основных дизельных двигателях вид топлива для обеих силовых установок унифицируется.

В качестве ускорительных ГТУ обычно используют авиационные турбовинтовые двигатели или турбореактивные двигатели со специальными силовыми турбинами. Применение их даже после неудачного опыта эксплуатации первых подобных установок G-1

и G-2 фирмы Метрополитен Виккерс объясняется высокой надежностью современных двигателей, их большим ресурсом (несколько тысяч часов), высокой экономичностью (к. п. д. порядка 25%), использованием в судовых модификациях некорродирующих материалов или антикоррозионных покрытий и высокой мощностью (более 20 000 л. с.) при малой массе и габаритах. Ни один первичный двигатель другого типа не обладает подобным комплексом данных.

Для кораблей большого водоизмещения ускорительными двигателями наряду с авиационными ГТУ служат установки с большими запасами прочности и большим ресурсом (ГТУ G-6 мощностью 7500 л. с. компании AEI, ГТУ мощностью 14400 л. с. фирмы Броун—Бовери).

На рис. 23 изображена схема силовой установки английского катера «Феросити» с двумя двигателями, работающими на общий редуктор. Основной двигатель — дизельный мощностью 150 л. с., ускорительный — ГТУ «Протей» авиационного типа фирмы Бристоль максимальной мощностью 4250 л. с.

В силовых установках эсминцев «Девоншир» (рис. 24) основным двигателем служит паровая турбина мощностью 15 000 л. с., ускорительным — две ГТУ G-6 мощностью по

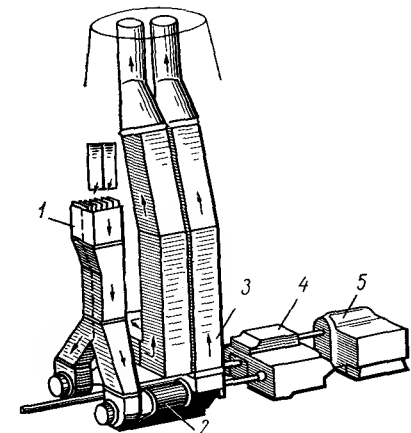


Рис. 24. Силовая установка эсминца «Девоншир»:

1 — входной трубопровод воздуха; 2 — ГТУ; 3 — выпускной трубопровод газа; 4 — главная передача; 5 — паровая турбина

7500 л. с. [45]. Силовые двигатели корабля являются установками двойного назначения — движение и маневрирование может осуществляться как любым из этих двигателей, так и обоими вместе.

С увеличением ресурса и надежности авиационных газотурбинных двигателей появилась возможность использовать их в качестве основных установок. На английском фрегате «Эксмаут» водоизмещением 1500 т основной установкой служат два газотурбинных двигателя «Протей» мощностью 3400 л. с. фирмы Бристоль и ускорительной — газотурбинный двигатель «Олимпус» мощностью 20 000—22 000 л. с. Компоновка агрегатов в машинном отделении корабля показана на рис. 25. Все три двигателя работают на общий редуктор, момент от которого передается на один винт регулируемого шага. Двигатели «Протей» монтируются со своими редукторами в авиационном исполнении.

Каждый двигатель имеет автоматическую разобщительную муфту.

Аналогичные ускорительные ГТУ для кораблей военно-морского флота выпускает фирма Броун—Бовери [99]. Турбореактивный двигатель «Олимпус» фирмы Бристоль—Сиддли укомплектован двухступенчатой силовой турбиной, изготавливаемой фирмой Броун—Бовери. Масса турбокомпрессора 3000 кг, силовой турби-

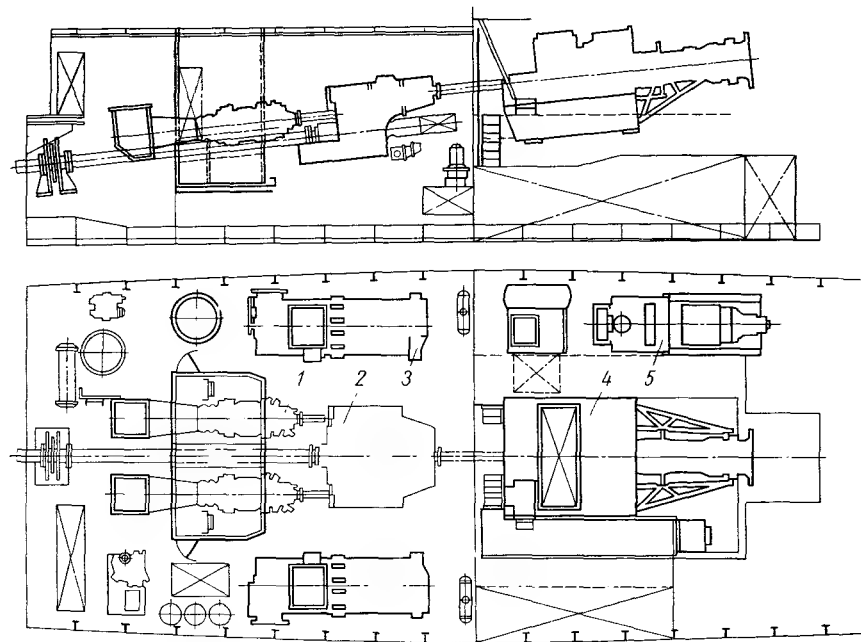


Рис. 25. Компонировка машинного отделения фрегата «Эксмаут» с основными ГТУ «Протей» и ускорительной ГТУ «Олимпус» фирмы Бристоль—Сиддли: 1 — ГТУ «Протей»; 2 — главная передача; 3 — вспомогательный дизель-генератор; 4 — ГТУ «Олимпус»; 5 — вспомогательный генератор мощностью 500 кВт с ГТУ фирмы Центракс

ны с патрубком 5800 кг. Удельный вес установки в сборе с рамой 0,65 кг/л. с., без рамы 0,49 кг/л. с. Турбокомпрессор рассчитан на ударную нагрузку 10g. Ресурс между ремонтами для турбокомпрессора 2000 ч, для силовой турбины 20 000 ч.

В ряде случаев свободные силовые турбины ускорительных установок соединяют с редуктором или валопроводом без разобщительных муфт. При заднем ходе корабля на основных двигателях турбина ускорительной установки вращается в обратную сторону. Такое вращение может иметь место даже при работе турбокомпрессора ускорительной установки на холостом ходу. Опыт эксплуатации ГТУ G-6 на кораблях «Эшанти» и

«Девоншир» и ГТУ фирмы Лайкоминг показывает, что принудительное вращение свободной турбины на заднем ходу при работе турбокомпрессора не оказывает на турбину вредного влияния.

ГТУ для судов транспортного флота

Создание надежной и конкурентоспособной ГТУ для судов транспортного флота — весьма сложная задача. Требования к габаритам и массе этих установок не являются первостепенными; время пуска и набора мощности также не особенно ограничивается, но реверсирование они должны иметь обязательно. Поскольку затраты средств на топливо, потребляемое в процессе эксплуатации, должны быть минимальными, необходимо обеспечить высокий к. п. д. ГТУ при их работе на дешевых нефтепродуктах. Суда транспортного флота эксплуатируют в основном на полной мощности, и поддерживать высокую экономичность ГТУ на частичных нагрузках не обязательно.

Высокий к. п. д. достигается обычно применением сложных схем с воздухоохладителем и регенератором. При использовании в судовых условиях установок промышленного назначения, выполненных по простым схемам, в нее обязательно следует включать регенератор.

Применение тяжелого жидкого топлива или ограничивает температуру перед соплами величиной порядка 650°C , или требует специальной обработки топлива ингибиторами для нейтрализации вредного влияния на лопатки турбины натрия и ванадия, содержащихся в низкосортных топливах.

ГТУ для транспортных судов имеют ряд специфических особенностей, определяемых условиями эксплуатации. При длительных рейсах установка должна работать непрерывно продолжительное время на полной мощности. Выход из строя какого-либо элемента, даже второстепенного, может повлечь потерю хода корабля со всеми вытекающими последствиями. ГТУ должны обладать повышенной надежностью, в частности, должна быть предусмотрена смена форсунок при работе агрегата, очистка регенератора и т. п.; вспомогательные механизмы должны быть дублированы.

Первым судном с газотурбинным приводом был английский танкер «Аурис» водоизмещением 12 250 т. Один из четырех его дизель-генераторов мощностью 1105 л. с. был в 1951 г. заменен газотурбинной установкой мощностью 1200 л. с. (860 кВт) фирмы Бритиш Томпсон Хаустон; передача мощности на винт осуществлялась электротрансмиссией.

Результаты ее испытаний оказались для того времени настолько обнадеживающими, что машинное отделение танкера «Аурис» было переоборудовано и вместо всех имевшихся там двигателей была установлена одна ГТУ мощностью 5500 л. с.

той же фирмы. Установка имеет два компрессора, две турбины, воздухоохладитель, регенератор. Выполнена она по блокированной схеме — турбокомпрессор низкого давления приводит в движение винт через редуктор с гидрореверсивной передачей. Во время эксплуатации танкера были поломки лопаток компрессора; ГТУ работала с пониженной экономичностью из-за низкой начальной температуры и недостаточно высокого к. п. д. турбомашины и гидротрансформатора.

По мнению фирмы Паметрада, схема установки была выбрана неудачно — применение блокированной, а не свободной силовой турбины вызывает трудности при маневрировании на малой мощности.

Американское газотурбостроение для судов транспортного флота развивалось по пути использования стационарных ГТУ, выполненных по простейшей схеме со свободной силовой турбиной и с регенерацией. Для судна «Джон Сержант» промышленная ГТУ мощностью 6000 л. с. фирмы Джeneral—Электрик подверглась модернизации для морских условий. Были выполнены горизонтальные разъемы для удобства эксплуатации и ревизии, усовершенствована система сгорания применительно к низкосортным топливам, установлен двойной комплект насосов, подшипники качения вспомогательного привода заменены подшипниками скольжения. Привод винта регулируемого шага осуществляется через двухступенчатый редуктор.

Малый удельный расход топлива был достигнут высокой степенью регенерации и повышением температуры газа перед соплами (788°C). Низкосортное тяжелое топливо очищается на борту корабля. Специальные присадки, вводимые с горячей водой в топливо, растворяют содержащиеся в нем примеси ванадия, натрия и кальция, после чего водный раствор этих соединений удаляется центрифугированием. Система топливоподготовки работает непрерывно.

На рис. 26 показана схема установки мощностью 20 000 л. с. [2]. Газотурбинная часть этой установки по своей схеме повторяет описанную выше. Для сокращения удельного расхода топлива температура газа перед соплами поднята до 815°C , предусмотрена эффективная утилизация тепла уходящих газов и распыление топлива в форсунках камеры сгорания не воздухом, а паром. Распыление паром сокращает расход топлива на 6%. Степень повышения давления 6,6, удельный расход топлива с учетом собственных нужд 222 г/(л. с. ч.). Пар из утилизационного котла 1 при работе установки поступает к форсункам камеры сгорания 6, к паровой турбине 11 генератора 9, подогревателю 19 топлива и пусковой паровой турбине 3 мощностью 1000 л. с., постоянно соединенной с валом ГТУ. Обе паровые турбины работают с противодавлением 0,35 ат, подавая пар к двум опреснительным установкам производительностью

113,5 т/сутки и системе отопления судна. Далее пар идет в конденсатор 16; насос 15 подает конденсат в котел. При неработающей установке в котел 1 поступает горячий газ от газогенератора 2 с нефтяными горелками. При выходе из строя газотурбинной установки минимальный ход судна может поддерживаться с помощью турбины 11, которая в этом случае через редуктор 10 и муфту 12 передает мощность на главный редуктор 13.

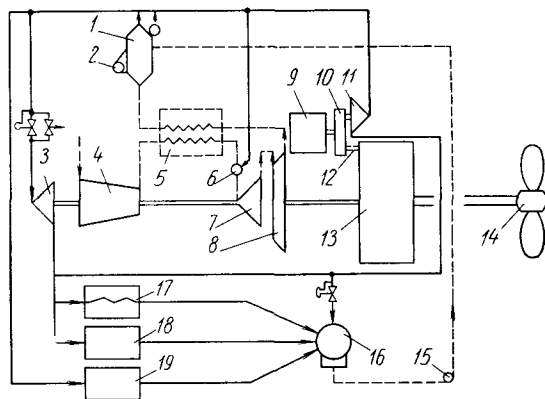


Рис. 26. Схема ГТУ мощностью 20 000 л. с. фирмы Дженерал — Электрик:

1 — утилизационный котел; 2 — газогенератор; 3 — пусковая паровая турбина; 4 — компрессор; 5 — регенератор; 6 — камера сгорания; 7 — турбина высокого давления; 8 — турбина низкого давления; 9 — генератор; 10 — редуктор; 11 — аварийная паровая турбина; 12 — муфта соединения аварийной паровой турбины с главной передачей; 13 — главный редуктор; 14 — ВРШ; 15 — питательный насос котла; 16 — конденсатор; 17 — испаритель; 18 — бойлер отопления; 19 — подогреватель топлива

Реверсирование судна осуществляется винтом регулируемого шага. Как и на судне «Джон Сержант», предусмотрено сжигание остаточного бункерного топлива марки «С», для чего служит специальная система топливоподготовки на борту корабля. Фирма полагает, что прогресс в технологии обработки тяжелого топлива и разработка новых материалов для турбинных лопаток в ближайшие годы позволят поднять температуру газа перед соплами до 870°С (на сегодняшний день температура 815°С считается предельной). Удельный расход топлива при этом понижается до 205 г/(л. с. ч.).

На рис. 27 и 28 показана газотурбинная установка ГТУ-20 для транспортного флота мощностью 13 000 л. с. Ленинградского Кировского завода (ЛКЗ) [13, 18]. Установка предназначена для сухогрузного судна «Парижская Коммуна» и состоит из двух одинаковых двигателей типа ГТУ-10 мощностью 6500 л. с., работаю-

щих через общий двухступенчатый редуктор на винт регулируемого шага.

Система топливоподготовки предназначена для очистки и сжигания тяжелых топлив, удельный расход его 225 г/(л. с. ч.).

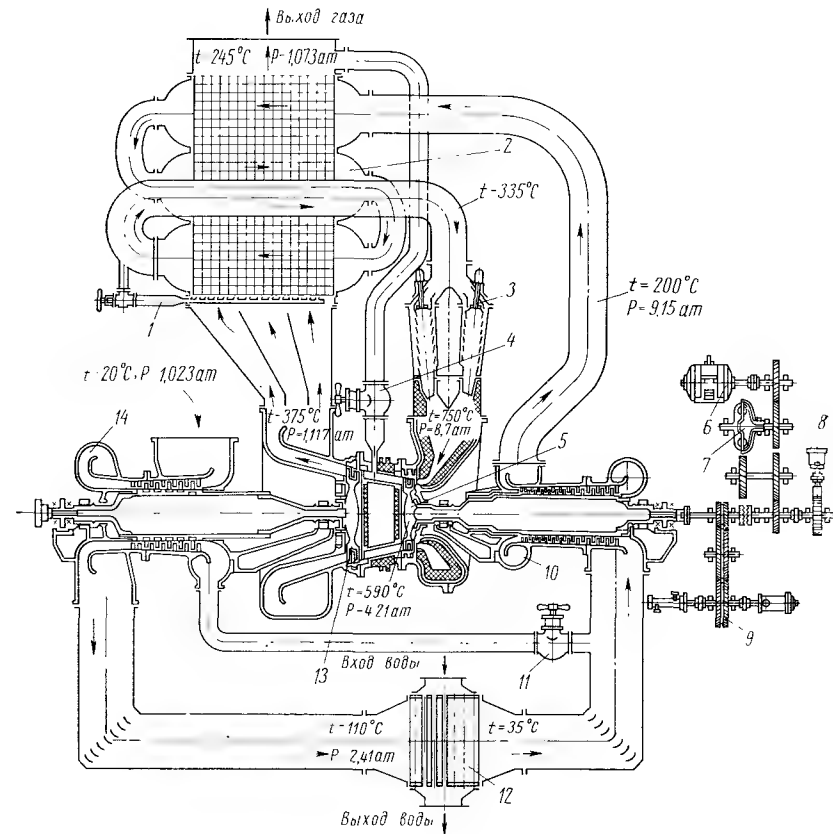


Рис. 27. Конструктивная схема газотурбинной установки ГТУ-20 ЛКЗ мощностью 13 000 л. с.:

1 — обдувочное устройство регенератора; 2 — регенератор; 3 — камера сгорания; 4 — газоперепускной клапан; 5 — турбина высокого давления; 6 — пусковой двигатель; 7 — гидротрансформатор; 8 — валоповоротное устройство; 9 — привод вспомогательных механизмов; 10 — компрессор высокого давления; 11 — противопомпажный клапан; 12 — воздухоохладитель; 13 — турбина низкого давления; 14 — компрессор низкого давления

Техническим заданием предусмотрен режим «Стоп-винт». Для этого на шестернях второй ступени смонтированы два пневматических тормоза, останавливающих систему винт — редуктор — турбокомпрессор низкого давления. При этом часть газа из патрубка между турбинами высокого и низкого давления перепускается в выпускной трубопровод установки, минуя турбину

низкого давления. Возможен также пуск ГТУ в режиме «Стоп-вент» при заторможенном турбокомпрессоре низкого давления.

Время пуска ГТУ составляет 4—6 мин для прогретого и 8—10 мин для холодного двигателя. При экстренном пуске время сокращается в 2 раза. Набор полной мощности с режима холостого хода осуществляется за 80 сек. Управление установкой — дистанционное.

Последующей модернизацией установки предусмотрено дальнейшее снижение удельного расхода топлива до 195—190

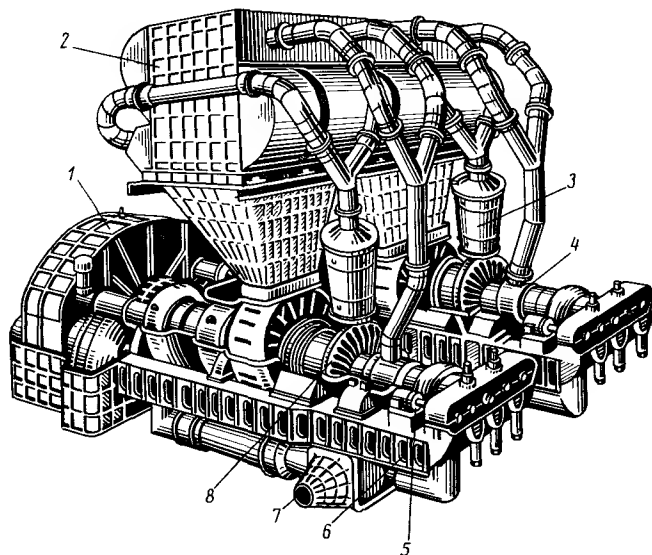


Рис. 28. Газотурбинная установка ГТУ 20 ЛКЗ:

1 — главный редуктор; 2 — регенератор; 3 — камера сгорания; 4, 8 — турбокомпрессоры; 5 — пусковой электродвигатель; 6 — рама; 7 — воздухоохладитель

г/(л. с. ч.) путем увеличения к. п. д. турбины высокого давления, поднятия температуры перед соплами до 760°C и повышения степени регенерации до 80%.

С повышением надежности авиационных двигателей и с разработкой способов конвертации их для морской службы появилась возможность использования этих установок в транспортном флоте. В 1963 г. американская фирма Пратт Уитни подготовила к монтажу на судне хорошо отработанный и проверенный в авиации турбореактивный двигатель со специальной силовой турбиной FT-4 мощностью 20 000 л. с. При эксплуатации установки в судовых условиях намечается ревизия и профилактический ремонт на борту каждые 4000 ч работы (80 000 миль плавания) и ремонт на берегу каждые 20 000 ч (400 000 миль).

Замена на борту турбокомпрессора массой 2300 кг длится менее 6 ч. Масса двигателя равна 6350 кг, габариты — $7,9 \times 1,9 \times 2,1$ м. Время пуска из холодного состояния до полной мощности 2 мин; стоимость установки 2,5 млн. долларов.

Установка работает на дизельном топливе, стоимость которого на 70% выше стоимости бункерного топлива С. Удельный расход топлива 254 г/(л. с. ч.). Таким образом, затраты на топливо для этой установки почти в 2 раза выше, чем в последних наиболее совершенных ГТУ целевого назначения — типа ГТУ-20 ЛКЗ и ГТУ мощностью 20 000 л. с. фирмы Дженерал—Электрик. Однако у ряда американских специалистов существует мнение, что повышенные эксплуатационные расходы в связи с применением дистиллатного топлива компенсируются уменьшением капитальных затрат на установку — ее размеры и масса уменьшены, ремонт и обслуживание упрощены; кроме того, исключена довольно сложная и громоздкая система очистки тяжелого топлива (стоимость системы топливоподготовки на судне «Джон Сержант» составила 65 000 долларов).

Несмотря на накопленный опыт эксплуатации транспортных судов с ГТУ и большое количество разработанных проектов, на сегодняшний день эти установки не вышли из стадии экспериментальной проверки и не получили широкого применения в первую очередь из-за недостаточной их надежности и экономичности, так как опыт сжигания тяжелого топлива при высоких температурах газа все еще недостаточен.

Однако в торговом флоте есть области, где применение ГТУ, работающих на легком топливе, предопределено внешними обстоятельствами. Так, на судах для перевозки сжиженного метана в качестве топлива могут использоваться естественные утечки этого газа. Газотурбинные установки также могут найти применение на паромках, где можно использовать основное качество двигателя — возможность его останова при простоях судна и быстрый пуск перед короткими рейсами.

ГТУ для судов на подводных крыльях

По данным, опубликованным в иностранных литературных источниках, суда на подводных крыльях используются как в транспортном флоте, так и в военно-морском. Эти суда должны иметь большую мощность двигателей при минимальной массе энергетической установки и объеме машинного отделения. В середине 50-х годов предельная масса судов на подводных крыльях, исходя из показателей дизельных двигателей, была установлена порядка 50 т. Применение для судов авиационных двигателей позволило поднять их водоизмещение до 200 т и более.

Режимы эксплуатации судов на подводных крыльях резко различны. При движении на крыльях со скоростью более 40 уз-

лов необходима полная мощность двигателя, при движении же в водоизмещающем режиме на малых скоростях достаточна мощность менее 10% от полной. Исходя из этого большинство пассажирских судов, на данным иностранных авторов, оборудуют двумя двигателями — главным для движения на крыльях и вспомогательным для плавания в водоизмещающем режиме и маневрирования, а также для движения на заднем ходу.

Специфической проблемой для судов данного типа служит передача мощности от главного двигателя на винт. Обычная

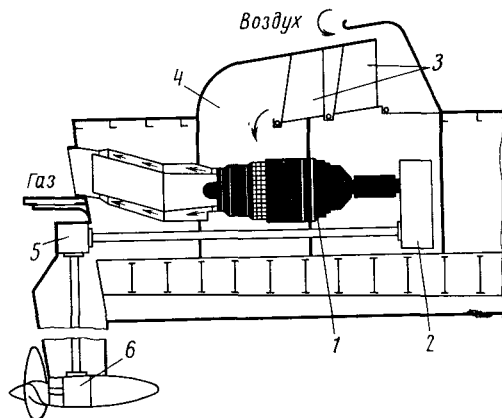


Рис. 29. Схема силовой установки с ГТУ «Протей» фирмы Бристоль — Сиддли:

1 — ГТУ; 2 — цилиндрический редуктор; 3 — жалюзийные решетки; 4 — камера всасывания; 5 — конический редуктор; 6 — конический редуктор подводной части

редуктор, горизонтальный вал, верхний конический редуктор, вертикальный вал и нижний конический редуктор к валу винта, расположенному в кормовом крыле.

По аналогичной схеме осуществляется передача мощности на американском пассажирском океанском судне «Денисон» водоизмещением 95 т постройки 1962 г. (рис. 30) [76]. Главная ГТУ М-240 мощностью 17950 л. с. фирмы Джeneral—Электрик на базе турбореактивного двигателя расположена на палубе и обеспечивает движение судна со скоростью более 60 узлов. Для медленного перемещения в водоизмещающем режиме со скоростью до 10 узлов и маневрирования используют турбовинтовой двигатель мощностью 765 л. с. той же фирмы. Этот двигатель приводит в движение два водометных двигателя с трехступенчатым осевым насосом; вода всасывается через днище.

На заводе «Красное Сормово» создано судно на подводных крыльях «Буревестник» для перевозки пассажиров на магистральных реках и водохранилищах. Главная силовая установка

состоит из двух турбовинтовых двигателей АИ-20А мощностью по 2700 л. с., приводящих в движение двухступенчатые водометные движители. Судно водоизмещением 67,4 т имеет длину 43,2 м, ширину 7,4 м, высоту 5,7 м. Число пассажиров 150 чел., скорость 105 км/ч, время нормального выхода на крылья до полной скорости 95—100 сек. Топливо — дизельное, удельный его расход 320—340 г/(л. с. ч.).

По данным зарубежной печати корабли на подводных крыльях в отличие от пассажирских судов могут долго работать в водоизмещающем режиме плавания. Для канадского военноморского флота разработан корабль на подводных крыльях

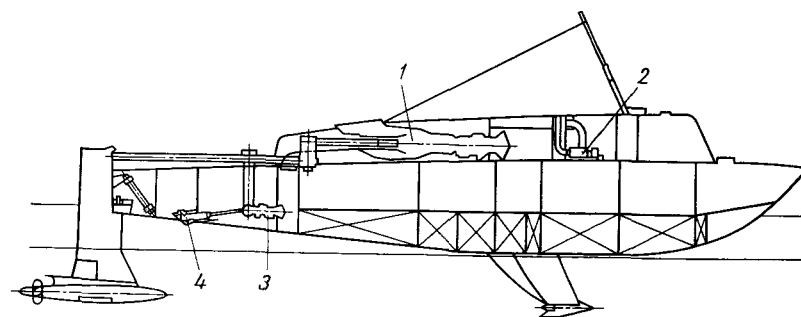


Рис. 30. Пассажирское судно «Денисон»:

1 — главная ГТУ; 2 — вспомогательная силовая установка; 3 — ГТУ малого хода; 4 — водометный движитель

водоизмещением 200 т со скоростью 60 узлов. Его назначение — океанские операции по борьбе с подводными лодками. Главным двигателем служит ГТУ длительной мощностью 22 000 л. с. фирмы Пратт—Уитни, являющаяся судовой модификацией авиационного турбореактивного двигателя. Главный двигатель расположен на верхней палубе позади ходовой рубки (рис. 31). Мощность ГТУ 1 передается к двум винтам 11 через редукционно-раздаточную коробку передач 2, наклонные валы 10 и заборные коробки передач 12. Для сокращения поперечных размеров коробок передач через каждую стойку проходят по два вала, которые объединены в заборных коробках с помощью обгонных муфт в единый привод. Таким образом, каждый вал 10 передает $\frac{1}{4}$ часть мощности.

Ход корабля в водоизмещающем режиме поддерживается дизельным двигателем мощностью 2000 л. с. Момент от двигателя 5 передается к двум винтам 9 регулируемого шага через редукционно-раздаточную коробку 6, валы 7 и заборные коробки передач 8. Во втулках винтов размещены механизмы изменения шага, поворачивающие лопасти от положения полного переднего до полного заднего хода через флюгерное положение.

На корабле имеется также вспомогательная газовая турбина мощностью 390 л. с., служащая приводом бортового электрогенератора и ряда вспомогательных механизмов. При выходе из строя дизельного двигателя вспомогательная турбина присоединяется к раздаточной коробке дизеля и обеспечивает ход судна в водоизмещающем режиме с пониженной скоростью.

Суда на подводных крыльях не требуют применения разобщительных устройств для отключения двигателей установки экономического хода, так как при работе главной установки

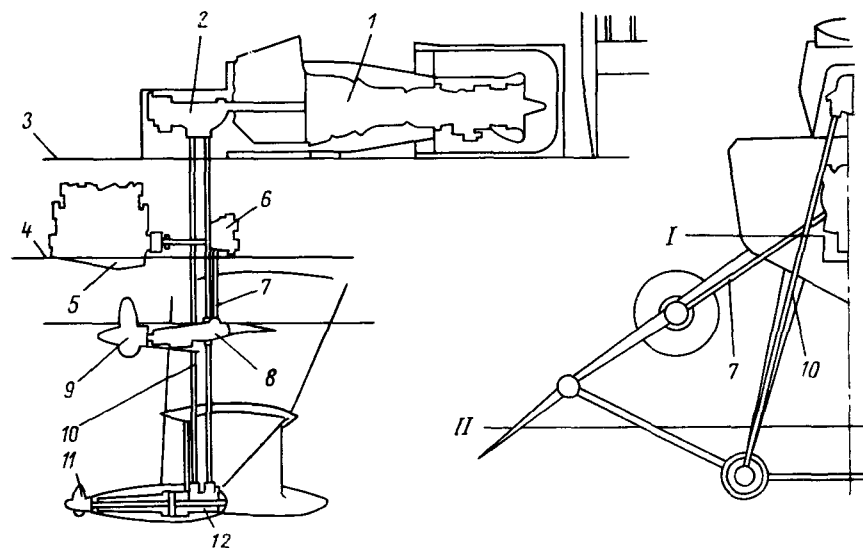


Рис. 31. Схема силовой установки корабля типа FHE-400:

I — ватерлиния водоизмещающего режима плавания; II — ватерлиния при движении на подводных крыльях; 1 — ГТУ; 2, 6, 8, 12 — коробки передач; 3 — верхняя палуба; 4 — нижняя палуба; 5 — дизельный двигатель; 7, 10 — валы; 9, 11 — винты

корпус судна вместе с двигателями экономического хода поднимается над водой и последние не оказывают сопротивления движению судна.

Передача большой мощности от двигателя к винту через вертикальные колонки встречает ряд конструктивных затруднений. С этой точки зрения может представить интерес предложенный В. Ю. Тихоплавым [26] конструктивный вариант схемы ГТУ с разделенным расходом газа. Подобная схема уже использовалась в корабельных установках (ГТУ EL-60 фирмы Инглиш Электрик). Применение этой схемы позволяет расположить силовую турбину с камерами сгорания непосредственно в подводной гондоле, чем исключается сложная кинематическая связь между двигателем и винтом (рис. 32). На палубе установлен

турбокомпрессор; после компрессора 1 около $\frac{2}{3}$ воздуха поступает в камеры сгорания 2 и далее в компрессорную турбину 3, а около $\frac{1}{3}$ воздуха поступает по трубопроводу 5 в пустотелой стойке к камере сгорания 9 и силовой турбине 10. Выпускные газы отводятся по трубопроводу 6. Момент от силовой турбины передается через планетарный редуктор 11 на винт 12.

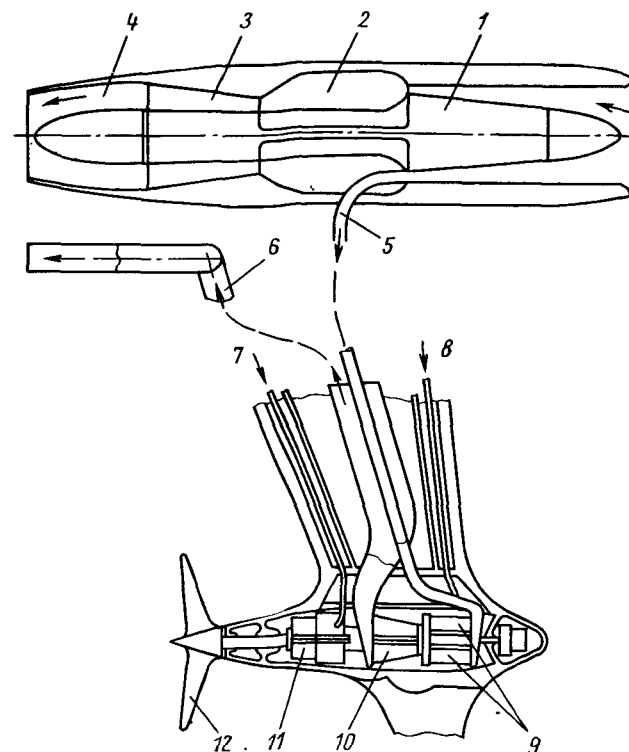


Рис. 32. Схема ГТУ с разделенным расходом газа:

1 — компрессор; 2 — камера сгорания высокого давления; 3 — компрессорная турбина; 4 — выпускной патрубок компрессорной турбины; 5 — трубопровод для подвода воздуха к силовой турбине; 6 — выпускной трубопровод силовой турбины; 7 — трубопровод подвода смазки; 8 — топливный трубопровод; 9 — камера сгорания низкого давления; 10 — силовая турбина низкого давления; 11 — планетарный редуктор; 12 — винт

На малых ходах и при маневрировании топливо к камерам сгорания 9 можно не подводить — при этом турбина 10 работает на сжатом воздухе; ее мощность в этом режиме составляет 35—45% максимальной. Такая схема возможна и с тянущим винтом.

Преимуществами этих схем наряду с упрощением передачи мощности от двигателя на винт является возможность располо-

жения турбокомпрессорного агрегата в кормовой части судна, эффективное глушение шума силового агрегата, находящегося в подводной гондоле, возможность доступа к силовой турбине, редуктору и винту при выполнении крыльев откидными. Тянувший винт может быть осуществлен суперкавитирующим, так как он работает в невозмущенном потоке. Недостатками служат повышенные потери давления в газозоооушном тракте, усложнение и удорожание конструкции собственно газотурбинной установки.

Особые требования предъявляются также к виду топлива для кораблей на подводных крыльях. При движении на крыльях в холодное время корпус судна полностью омывается воздухом и охлаждается сильнее, чем на обычных судах, где цистерны расположены в подводной части и температура корпуса определяется температурой воды. Вследствие этого в судах на подводных крыльях обычно применяемое дизельное топливо становится настолько вязким, что для его перекачки из цистерн насосами требуется предварительный разогрев. В данном случае желательно использование менее вязкого топлива.

Вспомогательные ГТУ

Вспомогательные ГТУ используют для привода бортовых и аварийных электрогенераторов, стационарных и переносных пожарных и осушительных насосов. Основные требования, предъявляемые к двигателям, приводящим в движение вспомогательные генераторы, сводятся к длительной их работе при малых удельных расходах топлива. Поскольку мощность генератора обычно не превышает 1000 кВт, создание высокоэкономичной ГТУ для столь малой мощности является сложной проблемой. Фирма Аллен пошла в этой области по пути применения сложных схем. В установке мощностью 1000 кВт был использован регенератор со степенью регенерации 70%, а в установке мощностью 500 кВт — промежуточный воздухоооладитель. К. п. д. этих установок достигал соответственно 19,75 и 21,25%. Фирма Рустон предложила для привода вспомогательного генератора стандартную промышленную установку ТА с к. п. д. 16%. Эти установки снабжены осевыми компрессорами. В установках меньшей мощности с центробежными компрессорами к. п. д. не превышает 9—12%.

Так как ГТУ малой мощности по экономичности не могут конкурировать с дизельными двигателями, их применяют там, где необходимы малые размеры установки и небольшая ее масса, т. е. они имеют преимущество только для кораблей на подводных крыльях с ограниченным временем между заправками. При длительной работе малозкономичной ГТУ сумма масс установки и

израсходованного топлива заметно больше, чем для дизельгенератора.

Существенный экономический эффект может быть получен при использовании уходящих газов вспомогательной ГТУ в утилизационном котле, вырабатывающем пар для судовых нужд во время стоянки. При этом появляется возможность отключения котлов основной паротурбинной установки. На американском лайнере «Пионер Мур» вспомогательный газотурбогенератор мощностью 600 кВт фирмы Солар полностью обеспечивает паром судно на стояночных режимах. Общий расход топлива для вспомогательных ГТУ с утилизационным котлом в 1,3—1,5 раза меньше, чем для дизель-генератора с отдельным вспомогательным котлом [23].

Использование ГТУ для привода аварийных систем — электрогенераторов, пожарных и осушительных насосов, генераторов инертного газа и других эпизодически действующих механизмов — является наилучшим вариантом из всех ныне существующих. В этих установках экономичность не имеет существенного значения, а основную роль приобретают быстрый пуск, простота и надежность, малая масса и размеры, возможность ручного пуска, полностью автономная работа без каких-либо внешних источников энергии. ГТУ в отличие от двигателей внутреннего сгорания и паротурбинных установок всегда готовы к немедленному включению; они не нуждаются в присмотре и уходе в период длительного бездействия, поскольку их основные детали изготовлены из нержавеющей материалов.

Благодаря малой массе и компактности удается выполнять ГТУ с пожарными насосами переносными — установка мощностью 60—100 л. с. имеет массу до 100 кг и поддается легкой транспортировке. При дооборудовании действующих кораблей такими переносными насосными установками последние могут подсоединяться к стационарной пожарной магистрали гибкими шлангами. Благодаря большой производительности гидравлической системы появляется возможность использования этих кораблей для тушения пожаров на других судах и прибрежных сооружениях.

При необходимости насосная установка может быть снята и использована на берегу для перекачки жидкости на большие расстояния.

В аварийных газотурбинных двигателях, предназначенных для привода генераторов или насосов, может также предусматриваться отбор воздуха для пуска основной ГТУ. Так, на канадском корабле FHE-400 на подводных крыльях пуск основной ГТУ мощностью 22 000 л. с. производится воздушной турбиной, питаемой от бортовой сети воздухом высокого давления, а в качестве резервного варианта используется воздух низкого давления от аварийной ГТУ мощностью 190 л. с.

Реверсирование

Для получения заднего хода судна могут быть использованы: турбина заднего хода, электропривод, винт регулируемого шага, гидравлическая и гидромеханическая передачи, механическая реверсивная зубчатая передача.

Турбина заднего хода. Практически единственным способом реверсирования в паротурбинных установках служат отдельные турбины или группы ступеней заднего хода. При передних ходах рабочие лопатки ступеней заднего хода вращаются в обратном направлении; потери на вентиляцию и трение этой группы

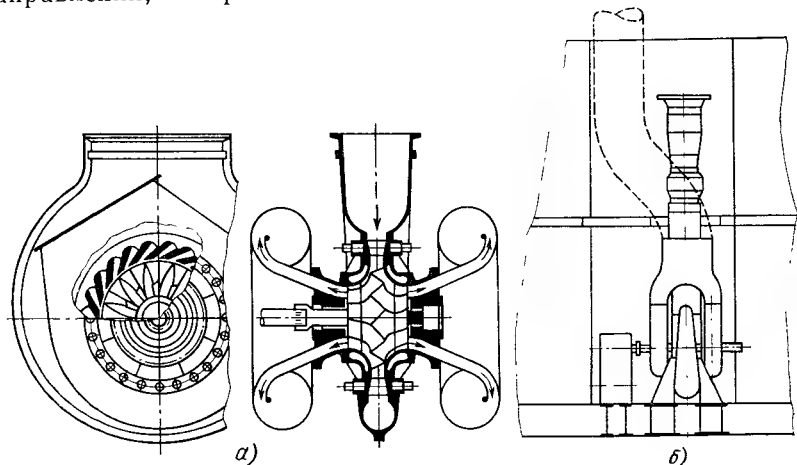


Рис. 33. Реверсивная центробежная турбина:

а — общий вид; б — компоновка ГТУ «Олимпус» мощностью 20 000 л. с. фирмы Бристоль — Сиддли с двумя реверсивными центробежными турбинами

ступеней относительно невелики, так как они работают в вакуумной полости. Использование аналогичного решения в ГТУ приводит к повышенным потерям на трение и вентиляцию, поскольку ступени заднего хода в газовых турбинах вращаются в полости с атмосферным давлением. Но основным препятствием для применения турбин и ступеней заднего хода в ГТУ является сложность системы горячих газопроводов большого сечения и запорных органов. Кроме того, при реверсировании с помощью турбин заднего хода понижается мощность установки на заднем ходу; обычно она не превышает 40% полной мощности двигателя (это относится в равной мере и к паровым турбинам).

В литературе, особенно в патентной, описано большое количество конструктивных решений этой задачи. В частности, разработаны различные варианты подключения турбин заднего хода по газовому тракту и с помощью разобщительных муфт. Предлагаются также разные способы осуществления реверса

в пределах одной пропульсивной турбины. Одним из этих способов служит поворот сопел в радиальной турбине. На рис. 33, а показана двухпроточная центростремительная турбина, которая снабжена поворотными соплами, обеспечивающими в зависимости от их положения вращение ротора в ту или иную сторону. Сопла выполнены в виде фигурных каналов в цилиндрических поворотных цапфах. При любом положении сопел их горловое сечение остается неизменным, поэтому нагрузка на турбокомпрессоре также не меняется. Газ из турбокомпрессора (рис. 33, б) попадает в две параллельно установленные турбины, каждая из которых связана через редуктор со своим винтом. Возможность реверсирования каждой из силовых турбин обеспечивает высокую маневренность корабля — при необходимости одна турбина может работать в режиме переднего хода, другая — в режиме заднего хода. Раздвоение потока газа за турбокомпрессором и выполнение каждой из турбин двухпроточной приводит к тому, что при общей мощности установки около 20 000 л. с. каждый проток турбины реализует мощность всего 5000 л. с. — этим создаются предпосылки для применения радиальной турбины.

Конструктивная схема для реверсирования осевой силовой турбины представлена на рис. 34 [79]. Рабочие лопатки и сопла турбины двухъярусные. При переднем ходе газ по внешнему периферийному кольцу через лопатки 1 сопел и лопатки 2 верхнего яруса поступает в выпускной патрубок 6 турбины. Доступ газа к лопаткам 4 нижнего яруса перекрыт повернутыми лопатками 3 сопел заднего хода. Кроме того, на переднем ходу закрыты поворотные лопатки 5 спрямляющего аппарата заднего хода. Этим исключается рециркуляция выпускного газа через нижний ярус рабочих лопаток и уменьшаются потери на вентиляцию.

При заднем ходе сопла и спрямляющий аппарат поворачивают таким образом, чтобы лопатки 1 перекрывали сечение канала, а лопатки 3 и 5 находились в рабочем положении. Наличие спрямляющего аппарата благоприятно сказывается на характеристике ступени при работе турбины в режиме заднего хода.

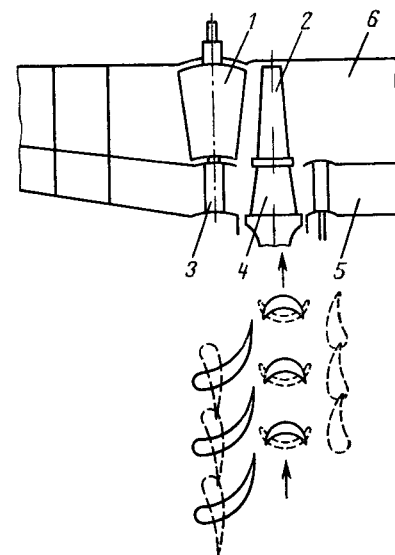


Рис. 34. Лопатки реверсивной осевой турбины

При расположении лопаток переднего хода в верхнем ярусе горячий поток газа отделяется от обода диска лопатками нижнего яруса, которые служат как бы изоляторами. На задних ходах число оборотов ротора ниже и напряжения в лопатках меньше, поэтому повышение температуры в корневом сечении лопаток и на обода вполне допустимо.

Применение описанного выше метода реверсирования, или ему подобного представляется очень заманчивым. Так, конструкторы фирмы Джeneral—Электрик, имеющие опыт в морском газотурбостроении, считают этот метод наиболее перспективным для будущих ГТУ транспортного флота. Однако до настоящего времени в практике мирового газотурбостроения не создано ни одной жизнеспособной конструкции реверсивной турбины. Имеются установки со свободно-поршневым генератором газа, где температура перед турбиной заднего хода относительно невелика.

Электропривод. Реверсирование с помощью электропривода постоянного или переменного тока уже много лет используют в судовой практике. Наряду с простотой реверсирования, гибкостью управления и обеспечением 100%-ной мощности на заднем ходу электропривод имеет большую массу, значительные габариты и низкий к. п. д. Газотурбинные установки в сочетании с электроприводом использовались в транспортном флоте (ГТУ мощностью 1200 л. с. фирмы Бритиш Томпсон Хаустон) на танкере Аурис и в военно-морском флоте (ГТУ EL-60 мощностью 6500 л. с. фирмы Инглиш Электрик); ГТУ мощностью 6500 л. с. предназначалась для фрегата «Хоттам», но прошла только береговые испытания. Нужно при этом отметить, что тип трансмиссии обеих установок был предопределен заданием, так как обе ГТУ монтировались на судах вместо ранее установленных двигателей с гидротрансформерами.

При работе ГТУ с электроприводом необходимо учитывать возможность внезапного сброса нагрузки с генератора при повреждении электрической схемы. Поэтому, если генератор приводится в движение от свободной силовой турбины, должны быть предусмотрены устройства, предотвращающие разгон турбины при сбросе нагрузки. Таким устройством в турбине Бритиш Томпсон Хаустон служит байпасный клапан, перепускающий газ непосредственно из входного патрубка в выпускной патрубок силовой турбины. В турбине Инглиш Электрик для этого установлен клапан на трубопроводе подвода воздуха к отдельной камере сгорания силовой турбины; при сбросе нагрузки часть воздуха из трубопровода выпускают через клапан в атмосферу. Конструктивное оформление подобного решения в последней установке проще, чем в любой другой, так как в ней принята параллельная схема включения турбин, и к силовой турбине подается только $\frac{1}{3}$ общего расхода воздуха, сжатого в компрессоре (всего

18 из 58 кг/сек); кроме того, заслонка выполнена не на газовой, а на воздушной магистрали, поэтому температура среды, сечение трубопровода и размеры клапана невелики.

В разрабатываемых ныне проектах транспортных судов с газотурбинными установками электротрансмиссию применяют только в том случае, если машинное отделение расположено в носовой части судна и механическая передача на винт усложнена. Такого типа трансмиссия спроектирована для торгового американского судна PD-108 с ГТУ мощностью 20 000 л. с. фирмы Пратт Уитни. Если эту же установку используют для кормового машинного отделения, применяется механическая трансмиссия с винтом регулируемого шага [2].

Винт регулируемого шага. Обеспечение заднего хода с помощью винта регулируемого шага (ВРШ) — один из наиболее удобных и целесообразных способов реверсирования. Преимуществом ВРШ перед обычными винтами является не только возможность реверсирования, но и установка оптимального угла на промежуточных нагрузках. Последнее важно при применении в качестве двигателя одновальной ГТУ, хотя в этом случае может потребоваться дополнительная гидротрансмиссия для согласования характеристик ГТУ и винта (такая трансмиссия принята на эскортных кораблях ФРГ класса «Кельн»).

При применении свободной силовой турбины изменение шага винта на частичных нагрузках не дает особых преимуществ, так как характеристики турбины и винта постоянного шага согласуются.

Весьма важным свойством ВРШ является использование на заднем ходу 100% мощности. Недостатки ВРШ — сложность конструкции, меньшая прочность, пониженный к. п. д., сложность доступа к механизму изменения шага, расположенному в ступице, и очень высокая стоимость — в 10 и более раз превышающая стоимость винта постоянного шага.

Обычно реверсирование ВРШ выполняется через нулевое положение лопастей; при этом сопротивление, создаваемое винтом, падает до нуля. Исходя из этого, в ГТУ со свободными силовыми турбинами целесообразно во избежание недопустимого разгона турбин производить реверсирование через флюгерное (мельничное) положение лопастей. При такой схеме лопасти можно выполнить более широкими и с лучшими кавитационными характеристиками.

В практике судового газотурбостроения встречаются оба варианта поворота лопастей. Так, канонерская лодка «Серый гусь» с ГТУ RM-60 фирмы Роллс-Ройс мощностью 5400 л. с. снабжена ВРШ с реверсированием через флюгерное положение.

На судне «Джон Сержант» с ГТУ фирмы ДЖИИ мощностью 6000 л. с. предусмотрен поворот лопастей винта через нулевое

положение. Во избежание разгона турбины при нулевом положении лопастей на редукторе установлен фрикционный тормоз с гидравлическим приводом. При реверсировании подачу топлива в камеры снижают до минимума, но из-за аккумулярующей способности регенератора мощность турбины низкого давления (ТНД) все же остается слишком большой; поэтому при аварийном реверсировании для сокращения времени предусмотрено травление сжатого воздуха за компрессором в атмосферу.

Время реверсирования с полной мощности переднего хода на максимальную мощность заднего хода составляет 1 мин и складывается из следующих величин: разгрузки ТНД — 26 сек, перестановки лопастей винта — 8 сек, набора мощности — 26 сек. При ходовых испытаниях время выбега судна составило 2 мин, длина пути выбега — 638 м (4,5 длины корпуса). В системе подачи топлива к форсункам имеется блокировка, допускающая набор мощности только при крайнем положении лопастей винта (переднем или заднем).

Гидравлические и гидромеханические передачи. В судовой практике уже многие десятилетия применяются гидромфты и гидротрансформаторы. Гидромфты предназначены для кратковременного разъединения валов и плавного их соединения; используют их обычно в комбинации с механическими муфтами и редукционными передачами. Гидротрансформаторы наряду с возможностью разъединения валов могут обеспечивать также бесступенчатое редуцирование и реверсирование. Основным препятствием для их применения является низкий к. п. д., большая масса и сложность вспомогательных систем.

В последние годы отмечается большой прогресс в области гидротрансформаторов: повышен их к. п. д. и достигнута передача значительных мощностей. Особенно целесообразно применение гидротрансформаторов на судах, эксплуатирующихся при резких изменениях режимов: на ледоколах, буксирах или на судах с различной степенью загрузки.

В ГТУ с высокооборотной силовой турбиной использование гидротрансформаторов в качестве единственного звена между турбиной и валопроводом нецелесообразно, так как, с одной стороны, они не обеспечивают длительной эксплуатации при больших передаточных отношениях, а с другой — характеристики турбины и винта достаточно хорошо согласовываются и без гидротрансформатора. Поэтому в современных мощных морских ГТУ гидротрансформаторы, так же как и гидромфты, используют только как элементы главных зубчатых передач, включаемые при реверсировании, разгоне, работе на малых ходах, буксировании или различных маневрах. На режимах экономического хода и полной мощности крутящий момент передается на вал через механические редукторы.

Первая зубчатая передача с гидротрансформатором была разработана и изготовлена ассоциацией Паметрада для все-режимной ГТУ мощностью 3500 л. с. Несмотря на неудачную конструкцию всей установки, передача оказалась жизнеспособной и в дальнейшем уже в модернизированном виде была применена на танкере «Аурис» с ГТУ фирмы Бритиш Томпсон Хаустон мощностью 5500 л. с. (рис. 35).

Все элементы гидропередачи расположены на шестерне первой ступени. Входной вал жестко соединен с торсионным валом 9, насосным колесом гидротрансформатора 10 заднего хода, ведущим диском фрикционной муфты 6 и насосным колесом гидромфты 7 переднего хода. Ведомая часть фрикционной муфты и турбинные колеса гидромфты и трансформатора жестко соединены с шестерней 8. Передний ход осуществляется при заполненной маслом гидромфте и опорожненном трансформаторе, задний ход — при заполненном трансформаторе и опорожненной гидромфте. При длительном переднем ходе включается фрикционная муфта. Блокирование не допускает одновременной подачи масла на гидромфту и трансформатор. К. п. д. гидромфты 97%, трансформатора 65%. Нажатие дисков фрикционной муфты осуществляется маслом, которое под воздействием центробежной силы создает давление на периферии нажимного диска до 70 кг/см^2 . Время

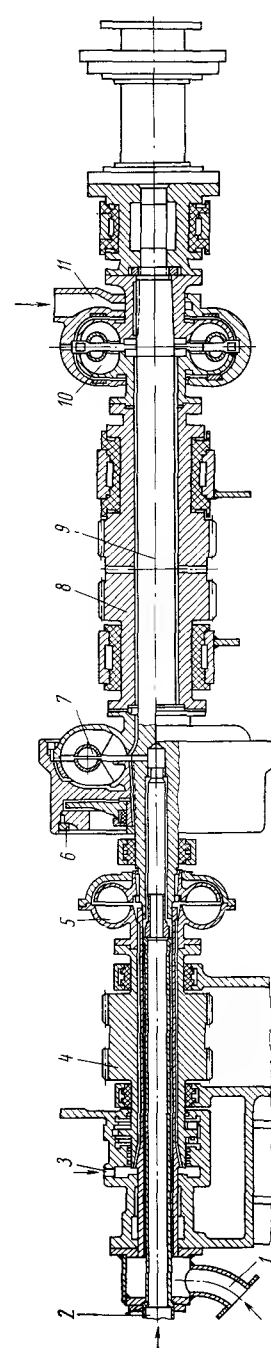


Рис. 35. Реверсивная передача судовой ГТУ мощностью 5500 л. с. фирмы Бритиш Томпсон Хаустон:

1 — трубопровод подвода масла к фрикционной муфте длительного переднего хода; 2 — трубопровод подвода масла к гидромфте переднего хода; 3 — трубопровод подвода масла к гидромфте привода вспомогательного генератора; 4 — шестерня привода генератора; 5 — гидромфта привода длительного переднего хода; 6 — фрикционная муфта длительного переднего хода; 7 — насосное колесо гидромфты переднего хода; 8 — шестерня первой ступени редуктора; 9 — внутренний вал; 10 — гидротрансформатор заднего хода; 11 — патрубков подвода масла в гидротрансформатор заднего хода

включения и выключения фрикционной муфты 1 и 2,5 сек, гидравлической муфты — по 2,3 сек; время остановки винта при полном переднем ходе 20 сек; к. п. д. гидротрансформатора 65%; во избежание перегрева фрикционная муфта включается при скольжении не более 10%. Масло поступает к гидрореверсивной передаче из общей системы смазки ГТУ. В системе имеется три масляных насоса с электроприводом, каждый из которых обеспечивает полный расход смазки на весь агрегат, равный 90 т/ч. При переднем ходе корабля работает один насос, при реверсировании включается второй, третий — резервный. Масляная система гравитационная; от бака отходят три отдельных магистрали: к фрикционной муфте, редуктору и подшипникам турбоагрегата. Магистрали врезаны в бак на разных уровнях, поэтому при аварийной остановке всех трех насосов потребители продолжают снабжаться маслом разное время — фрикционная муфта в течение 2 мин, редуктор (форсунки и подшипники) — 10 мин, подшипники турбоагрегата и внутреннего вала гидрореверсивной передачи в течение 30 мин.

Особое место занимают гидропередачи в комбинированных установках, где на один редуктор работают основные дизельные или паротурбинные двигатели и ускорительные газотурбинные двигатели. Обязательным требованием в подобных установках служит возможность включения ускорительных двигателей при работе основных, что требует синхронизации числа оборотов их валов. Кроме того, в последнее время к ускорительным двигателям предъявляют дополнительное требование: обеспечение реверсирования при выключенном основном двигателе. Гидромуфты и гидротрансформаторы наилучшим образом удовлетворяют этим требованиям, особенно в сочетании с механическими муфтами для переднего хода и самосинхронизирующимися автоматическими муфтами.

На рис. 36 представлена схема главной передачи английского фрегата «Эшанти» водоизмещением 2500 т, длиной 110 м. Силовая установка состоит из паровой турбины мощностью 12 500 л. с. и ГТУ G-6 мощностью 6000 л. с. фирмы AEI. Ускорительная газотурбинная установка включается на ходу при любых числах оборотов основной установки, имеется также реверс с помощью ГТУ. При переднем ходе корабля мощность с вала турбины 12 передается на колесо 3 редуктора через две шестерни 9 переднего хода; при заднем ходе — через три шестерни заднего хода 6. Подключение ГТУ при работе паровой турбины, передающей момент с вала 1 на колесо 3 через редуктор 2, обеспечивается с помощью автоматической синхронизирующей муфты 4, которая включается в момент, когда число оборотов полумуфты со стороны ГТУ достигнет числа оборотов полумуфты со стороны редуктора. При полном переднем ходе крутящий момент от вала турбины 12 через механическую муфту 11, шестер-

ню 9 и муфту 4 передается на колесо 3 редуктора; механическая муфта 5 при этом разобщена. При маневрировании на переднем ходу и реверсировании муфты 5 и 4 включены, муфта 11 разобщена. Мощность от ГТУ передается по внутреннему валу 10 к насосным колесам гидромуфт 7 и 8. При заполнении гидромуфты 8 осуществляется передний ход корабля, при заполнении муфты 7 — задний ход. Во избежание перегрева гидромуфт мощность при маневрировании ограничена величиной 3500 л. с. как

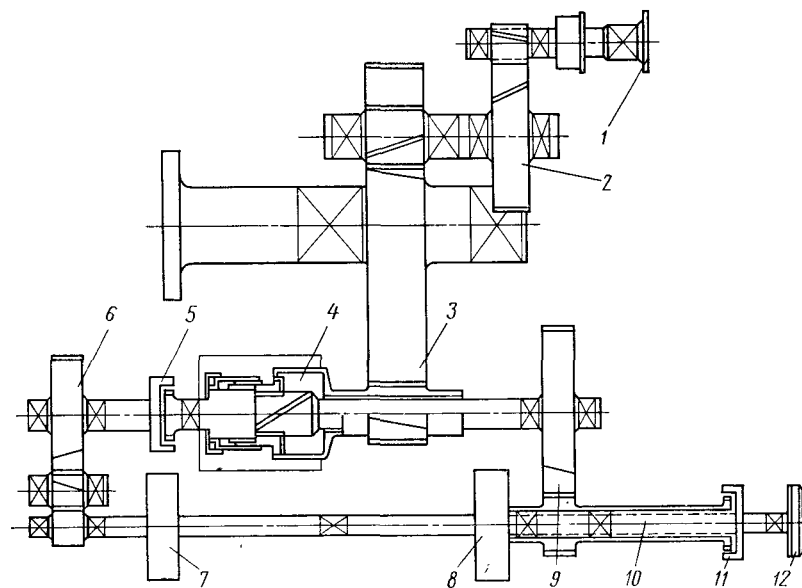


Рис. 36. Гидромеханическая передача фрегата «Эшанти»

для переднего, так и для заднего хода, но даже при этом ограничении достигается хорошая маневренность корабля.

Передача эсминцев «Девоншир» аналогична описанной выше, но отличается тем, что на один редуктор работает двухцилиндровая паровая турбина мощностью 15000 л. с. и две ГТУ G-6. Кроме того, на этих кораблях отсутствует механическая разобщительная муфта между редуктором и силовыми турбинами ГТУ.

Использование ГТУ в качестве ускорительного двигателя налагает также определенные требования на передачи основных двигателей, особенно дизельных, вследствие того, что при включении ускорительного двигателя и увеличении скорости движения судна меняется режим работы основного двигателя. Для наилучшего использования мощности основного дизельного двигателя желательно, чтобы его редукционная передача имела переменное

передаточное отношение с бесступенчатым регулированием. Только в этом случае для различных режимов движения судна могут быть получены оптимальные условия работы двигателей. Исходя из этого, редукторы основных двигателей целесообразно комбинировать с гидротрансформаторами независимо от того, подсоединяется ли ускорительная ГТУ к тому же редуктору или работает на отдельный винт.

Механические реверсивные передачи. Механическими реверсивными передачами снабжены ГТУ малой и средней мощности для лодок и катеров. Во избежание возможного разгона силовой турбины при сбросе нагрузки в момент переключения пере-

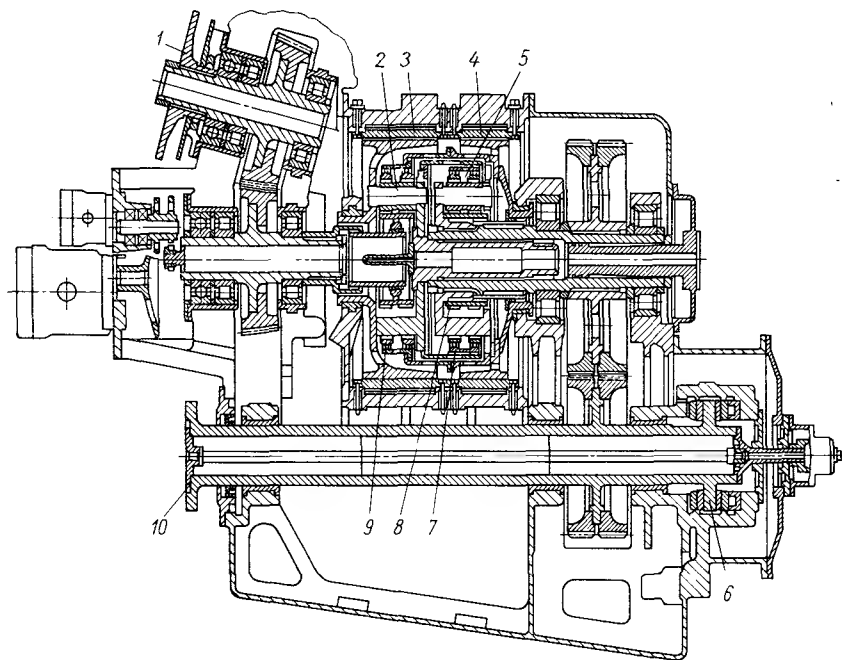


Рис. 37. Механическая передача ГТУ «Протей»:

1 — привод от ГТУ; 2 — водило первой передачи; 3 — тормоз заднего хода; 4 — тормоз переднего хода; 5 — сателлиты второй передачи; 6 — главный упорный подшипник; 7 — коронная шестерня второй передачи; 8 — солнечная шестерня второй передачи; 9 — коронная шестерня первой передачи; 10 — фланец

дачи предусматривается тормозное устройство на валу турбины. Таким устройством снабжен, например, двигатель 2S/150 мощностью 150 л.с. фирмы Ровер. В его коробке передач установлено сцепление автомобильного типа с пневматическим приводом от системы переключения передач. Тормозное устройство включается при разобщении сцепления.

На рис. 37 [96] показан планетарный реверсивный редуктор

английского патрульного катера класса «Брейв» с ГТУ «Протей» мощностью 3500 л.с. фирмы Бристоль. Масса редуктора менее 2 т, диаметр коронных шестерен 356 мм.

При переднем ходе тормоз 4 затянут; зафиксированы шестерни 8 и 9. Первая передача работает как планетарная, а вторая — как солнечная (сателлиты 5 обкатываются по солнечной шестерне 8). Их передаточное отношение равно соответственно 2,623 и 1,617, общее отношение — 4,24; обе передачи вращаются

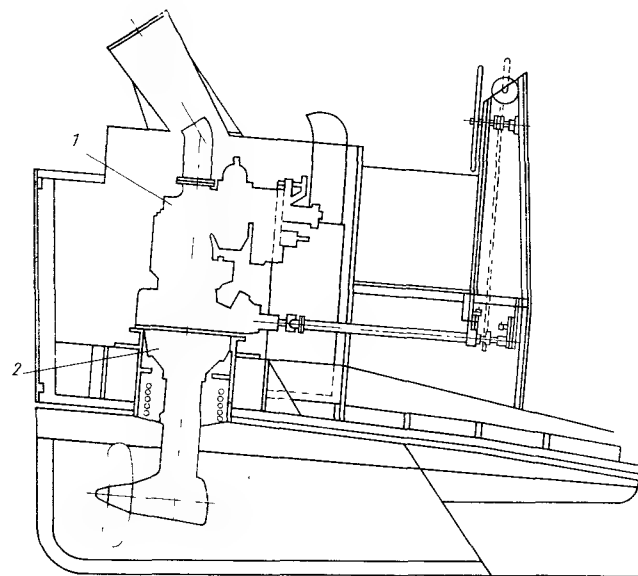


Рис. 38. ГТУ «Аврора» мощностью 60 л.с. фирмы Ровер с поворотной подводной головкой:

1 — ГТУ; 2 — поворотная головка

в одну сторону. При заднем ходе тормоз 3 затянут; зафиксированы водило 2 сателлитов и шестерня 7. Первая передача работает как реверсивная, вторая — как планетарная. Их передаточные отношения равны 1,623 и 2,623, общее отношение — 4,261; валы вращаются в разные стороны. В нейтральном положении оба тормоза отпущены; при этом двигатель может работать на холостом ходу, а винт вращается в режиме авторотации.

Привод тормозов гидравлический, сброкированный с главным топливным регулятором двигателя. Включение нейтрального положения возможно только при ограничении подачи топлива в камеры до режима холостого хода.

В десантном судне с компактной силовой установкой «Пауэр Хелм» на базе двигателя «Аврора-Ровер», приспособленного для работы на вертикальный вал (рис. 38), реверсирование

осуществляется поворотом подводной головки на 180° при помощи гидропривода, который получает питание от насоса, приводимого в движение компрессором. При реверсировании включается тормоз, останавливающий на короткий период свободную силовую турбину; это делается для того, чтобы не нарушить курса движения судна в момент поворота головки. Рычаг включения тормоза заблокирован с топливной системой турбины, благодаря чему при зажатом тормозе топливо подается в количестве, необходимом только для работы турбокомпрессора на холостом ходу.

Редукторы и сцепные муфты

К редукторам судовых ГТУ предъявляют в основном те же требования, что и к редукторам паротурбинных судов, поэтому особой специфики в их конструкции нет. Характерной особенностью редукторов ГТУ является наличие вспомогательных механизмов и приборов, присоединенных к валам (регуляторы скорости и безопасности, масляные насосы, валоповоротные устройства, тахометры и т. п.). Это вызвано тем, что обычно силовая турбина ГТУ в отличие от паровых турбин не имеет в передней части свободного конца вала для присоединения указанных механизмов, а также тем, что в ряде ускорительных и комбинированных установок предусмотрено разобщение валов турбины и редуктора на некоторых режимах работы судна. В этих случаях должна быть предусмотрена автономная смазка редуктора от навешенных насосов, чтобы при остановленной турбине продолжалась подача масла в редуктор, приводимый во вращение другими двигателями или от винта. Масляные насосы должны подавать смазку также на режимах заднего хода, когда вал, приводящий в движение ротор насоса, вращается в обратном направлении. Поэтому при конструировании насосов или систем смазки должны быть предусмотрены соответствующие переключающие муфты или клапаны, обеспечивающие подачу смазочного масла в напорную магистраль независимо от направления вращения приводящего вала.

Особое требование предъявляется также к редукторам авиационных турбовинтовых двигателей, используемых на судах. По данным зарубежной печати на судах применяют несколько таких двигателей, причем предусматривают работу как всех двигателей одновременно, так и каждого из них на максимальной мощности при отключенных остальных двигателях (парциальная работа). В этом случае редуктор передает больший момент, чем на расчетном режиме, а так как редуктор авиационного двигателя не имеет необходимых запасов прочности, он заменяется специальным редуктором для передачи повышенного момента. Схема редуктора для судового варианта авиационного дви-

гателя «Протей» фирмы Бристоль мощностью 3800/4250 л. с. показана на рис. 39 [59].

Если на судне устанавливают несколько двигателей, то обычно предусматривают возможность разобщения валопровода и неработающего двигателя для сокращения потерь мощности на вращение двигателя. В первую очередь это относится к ускорительным газотурбинным установкам морских судов, которые более 90% времени работают на режимах малой и средней мощности с отключенными ускорительными установками. Требование это остается в силе не только в случае работы ГТУ на общий с основным двигателем редуктор, но и при работе ускорительной установки на отдельный винт. В этом варианте при движении судна на основных двигателях винт ускорительной установки вращается в режиме авторотации.

При отсутствии сцепной муфты редуктор и силовая турбина ГТУ будут также приводиться во вращение от винта, что сопровождается потерей мощности и вызывает необходимость смазывать и обслуживать эти механизмы на всех ходах корабля. Заклинивание валопровода увеличивает сопротивление движению и создает потери скорости судна на экономическом ходе.

Несмотря на перечисленные недостатки в практике используют присоединение ускорительных установок без сцепных муфт. В частности, на английских катерах класса «Болд» с ускорительными ГТУ G-2 мощностью 4500 л. с. фирмы Метро — Викарс муфта отсутствует: потеря мощности на вращение турбины низкого давления (ТНД) при движении судна на дизелях не превышает 1,3%, а скорость экономического хода уменьшается на 0,18 узла. Смазка редуктора и ТНД осуществляется от насосов, навешенных на редуктор.

Разобщение силовой установки и валопровода в многовинтовых судах иногда выполняют при помощи сцепных муфт, которые устанавливают между редуктором и валопроводом. Проблемой для ГТУ является синхронизация и включение этой муфты при движении судна на основных двигателях. В паровой турбине или дизельном двигателе при отсутствии нагрузки могут быть сравнительно легко установлены числа оборотов, отвечающие данной скорости вращения винта, после чего с помощью того или иного синхронизирующего устройства автоматически

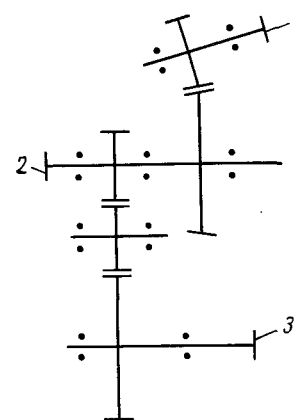


Рис. 39. Схема редуктора ГТУ катера «Феросити»:

1 — привод от ГТУ; 2 — привод от дизельного двигателя; 3 — фланец

или вручную вводят в зацепление зубья или кулачки сцепной муфты.

В газотурбинных установках со свободной силовой турбиной практически отсутствует возможность точной синхронизации, если нет нагрузки, так как уже при выводе турбокомпрессора на холостой ход силовая турбина очень быстро увеличивает число оборотов и проходит через режим, соответствующий числам оборотов синхронизации. Поэтому судовые газотурбинные двигатели должны иметь или муфты, которые допускают плавное включение сопрягаемых валов (гидравлические, фрикционные) при несоответствии числа оборотов, или жесткие муфты с автоматическими синхронизирующими устройствами обгонного типа. В связи с общеизвестными недостатками гидравлических муфт и ограниченным передаваемым моментом фрикционных муфт преимущественное распространение получили сцепные жесткие муфты с автоматическими синхронизирующими устройствами.

Муфты подобного типа применяют также в стационарных газотурбинных установках при использовании генератора как синхронного компенсатора сети. Отличительной особенностью судовых сцепных муфт является специальная стопорная система, исключающая автоматическое включение обгонного устройства при вращении винта в обратную сторону при заднем ходе судна на основных двигателях.

На рис. 40 изображен редуктор ускорительной ГТУ «Гатрик» мощностью 2500 л. с. фирмы Метро—Виккерс. Редуктор одноступенчатый, шевронный, с передаточным отношением 3,3. Колесо редуктора выполнено из двух отдельных колес 3, свободно вращающихся на валу и имеющих возможность передвигаться по валу 2 в осевом направлении. При передаче мощности от силовой турбины осевое усилие на косых зубьях шестерни 1 сдвигает колеса 3 вместе и вводит в зацепление имеющиеся на колесах венцы с внутренними зубьями с зубчатыми венцами 4. При передаче крутящего момента со стороны винта колеса автоматически раздвигаются и муфта разобщается. Упор винта воспринимается подшипником 5. Масляный насос приводится в движение от вала 2 и снабжает маслом упорный подшипник и редуктор при всех режимах движения судна независимо от того, работает ли газотурбинная установка или нет.

На рис. 41 показан редуктор комбинированной установки датского фрегата водоизмещением 2200 т [44]. На общий редуктор работает основной дизельный двигатель мощностью 3000 л. с. при 800 об/мин и ускорительная ГТУ мощностью 22 000 л. с. Передача со стороны дизеля — одноступенчатая, шевронная с весьма большими запасами прочности зубьев, поскольку размеры колеса определены значительно большими передаваемыми моментами со стороны газовой турбины. Вал дизеля соединен с

шестерней через гидравлическую и обгонную механическую муфты. Передача со стороны газотурбинного двигателя — двухступенчатая, с раздвоением мощности. Вал силовой турбины свя-

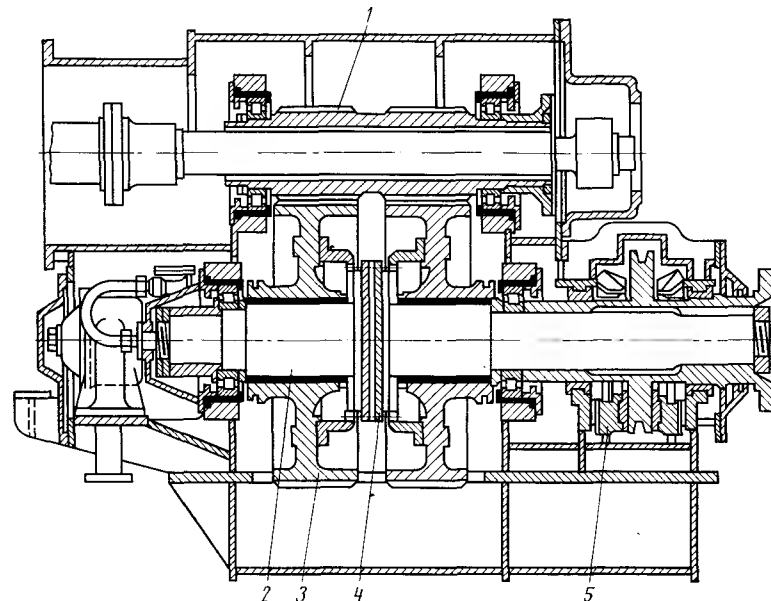


Рис. 40. Редуктор ГТУ «Гатрик» мощностью 2500 л. с. фирмы Метро—Виккерс

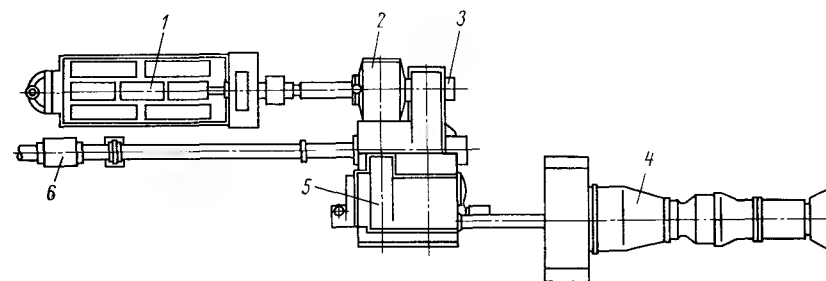


Рис. 41. Редуктор ГТУ мощностью 22000 л. с. фирм Прайт — Уитни и СТАЛ — Лаваль:

1 — дизельный двигатель; 2 — гидравлическая муфта; 3 — механическая обгонная муфта; 4 — ГТУ; 5 — редукционная передача; 6 — валопровод

зан с шестерней первой ступени через обгонную механическую муфту. В местах выхода валов из корпуса редуктора предусмотрены сальники, предотвращающие попадание воды в редуктор при затоплении отсека.

Механическая обгонная муфта включается, когда число оборотов соответствующего двигателя начинает превышать скорость ведомых элементов, и выключается, когда число оборотов двигателя становится ниже числа оборотов сопрягающейся шестерни редуктора. Обе муфты действуют автоматически и не требуют ручного управления. Гидромуфта сглаживает крутильные колебания системы дизель-редуктор. Реверсирование производится винтом регулируемого шага.

На судах с приводом от ускорительной установки, работающей на отдельный винт, наиболее удобно выполнять разобщение линии между редуктором и упорным подшипником. В этом случае при движении судна на основных двигателях редуктор и связанная с ним силовая турбина остаются неподвижными, вращаются только валопровод и вал упорного подшипника. Смазка к упорному подшипнику и вращающимся элементам разобщительной муфты может подаваться электронасосом весьма малой мощности.

Главные передачи торговых судов с газотурбинными установками специфических особенностей не имеют.

Организация подвода воздуха и отвода газа

Организация подвода воздуха и отвода газа в судовых ГТУ, по данным, опубликованным в иностранных литературных источниках, является более сложной проблемой, чем в стационарных установках, так как по условиям компоновки агрегата на корабле воздухо- и газопроводы имеют большую длину и сложную конфигурацию. Кроме того, для уменьшения площади вырезов в палубе, ослабляющих набор корабля, необходимо сокращать сечение этих каналов. Суммарная площадь вырезов для подвода воздуха и отвода газа служит одним из показателей для оценки судовой энергетической установки. Особенно большое значение имеет этот показатель для боевых судов малого водоизмещения — типа сторожевых катеров, охотников и т. п. Однако большие проемы в палубе имеют не только отрицательное свойство — они позволяют выполнять монтаж и демонтаж крупных элементов (компрессора, турбины) без вскрытия палубы.

По данным зарубежной печати важной проблемой служит сепарация и отвод капель морской воды, содержащейся во всасываемом воздухе, особенно в свежую погоду. Размещение влагоудаляющих устройств и глушителей шума всасывания в длинных и относительно узких воздухопроводах предопределяет существенные потери давления в них, что ведет к падению мощности и экономичности установки. Потеря давления на входе в компрессор в 1% приводит к уменьшению мощности примерно на 2,5% и экономичности на 1,5%; потеря давления на выпуске

в 1% — соответственно на 1,5 и 1,5%. Поэтому обычно суммарные потери в судовых установках, составляющие 5% ($\Delta p_{ax} + \Delta p_{вых} \approx 500$ мм вод. ст.), снижают мощность установки на 10% и увеличивают удельный расход топлива приблизительно на 7,5% (для простейшей схемы ГТУ).

Для ГТУ британского военно-морского флота установлены предельно допустимые потери, равные на входе 250 мм вод. ст. и на выходе 210 мм вод. ст. [27].

Скорость воздуха на входе во всасывающий воздухопровод и место расположения воздухозаборника определяют в большой степени вероятность захвата водяных капель со всасываемым воздухом. Воздух в компрессор может подаваться по воздушной шахте, переходящей во всасывающий патрубок компрессора, или из отдельного отсека, в который он поступает через специальную палубную надстройку. В качестве такого отсека может использоваться машинное отделение или его часть; пребывание обслуживающего персонала в этом отсеке во время работы машины исключается.

Подвод воздуха через отдельную шахту обычно применяют на транспортных судах, а также на больших военных кораблях. В танкере «Аурис» с ГТУ фирмы Бритиш Томпсон Хаустон мощностью 5500 л. с. воздух всасывается через два окна в боковых стенках специальной надстройки на шлюпочной палубе. Окна общей площадью 6,5 м² снабжены поворотными водоотбойными жалюзи. Скорость воздуха составляет 4,3 м/сек. В штормовую погоду жалюзи с наветренной стороны прикрывают и воздух входит только через одно окно с подветренного борта (скорость воздуха повышается вдвое). Если необходимо, могут быть закрыты оба окна; тогда воздух засасывается из машинного отделения через третье окно, также снабженное поворотными заслонками. Предусмотрена блокировка, не допускающая одновременного закрытия всех проемов для входа воздуха [5].

Эффективным средством борьбы с заносом влаги является также понижение скорости воздуха на входе в воздухозаборник. Так, опыт эксплуатации турбогенераторов «Аллен» мощностью 500 кВт на фрегате «Эшанти» и эсминце «Девоншир» показал, что при очень малых скоростях воздуха на входе в патрубки (1,35 м/сек) попадания капель воды в проточную часть не отмечалось. Естественно, что столь малые скорости могут быть обеспечены только во вспомогательных ГТУ на крупных судах.

На судах с малым водоизмещением для сепарации влаги также приходится сооружать надпалубные надстройки, в которых размещают жалюзи и глушители шума всасывания. Воздух из надстройки попадает в отдельный отсек корабля, где благодаря резкому падению скорости и поворотам потока влага дополнительно сепарируется (рис. 42). Воздухозаборник на кораблях подобного типа направлен в сторону кормы. На катерах более

поздней постройки серии «Брейв» с двигателем «Протей» (см. рис. 23) воздух входит с носовой стороны, но над приемным патрубком установлен капот со сточными желобами для отвода в стороны брызг, попадающих на палубу в штормовую погоду.

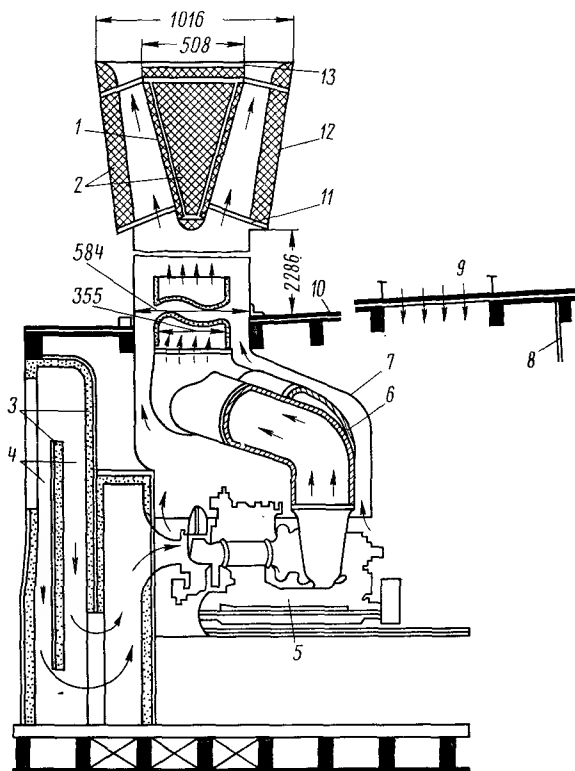


Рис. 42. Компонировка двух ГТУ мощностью 160 л. с. фирмы Боинг в машинном отделении:

1 — перфорированные стенки из нержавеющей стали; 2 — изоляция; 3 — слой стекловолокна толщиной 50 мм, покрытый проволочной сеткой; 4 — входной патрубок; 5 — ГТУ; 6 — изоляция; 7 — кожух двигателей; 8 — переборка; 9 — входная сетка вентиляционного воздуха; 10 — палуба; 11 — связи; 12 — глушитель; 13 — стенки из нержавеющей стали

Таким образом, воздух также входит со стороны кормы. В надпалубной надстройке располагают несколько рядов алюминиевых или стеклофидровых направляющих лопаток жалюзийного типа, сепарирующих влагу. Испытания моделей этих лопаток показали, что эффективность влагозадержания составляет до 0,8 всего количества воды, содержащейся в воздухе.

На некоторых кораблях с подводными крыльями ГТУ устанавливают непосредственно на палубе (см. рис. 30 и 31). В этом случае входное устройство наряду с сепарацией влаги должно создавать равномерное поле скоростей на входе в компрессор. Поэтому внутри воздухозаборника на корабле ГНЕ-400 (см. рис. 31) устанавливают продольные перегородки, сепарирующие влагу и спрямляющие поток воздуха. Оптимальная конфигурация воздухозаборника и длина капота над входной камерой выбирались путем продувок модели при различных направлениях и скоростях потока воздуха. В частности, исследовались потери давления и искажение потока при относительной скорости до 100 узлов для встречного ветра и до 50 узлов для косого ветра (скорость судна 60 узлов).

Наибольшие потери давления и искажение потока отмечались при встречном ветре.

Сепараторами могут в определенной степени служить глушители шума всасывания, которые располагают или в надстройках корабля, или непосредственно во входной шахте. Глушители выполняют в виде ряда продольных перегородок, облицованных звукопоглощающим материалом (пенопластом и т. п.). Стенки шахт также покрывают подобными материалами. На малых судах коробка для подвода воздуха иногда изготовляют из красного дерева, облицованного пенопластом, и шумоглушащие перегородки — из водостойкой фанеры.

По данным, опубликованным в иностранных литературных источниках, для каждой силовой установки судна желательно выполнять отдельный воздухоподводящий тракт, особенно если ГТУ располагаются в различных отсеках судна, как из условий его живучести, так и для того, чтобы в радиационно пораженных районах можно было работать на одном двигателе.

Если же снабдить каждый двигатель своим воздухопроводом не представляется возможным (в первую очередь это может касаться газотурбогенераторов, установленных в машинных отделениях), для забора воздуха может быть использована шахта другого двигателя или котла.

Организация отвода газа из турбины в судовых условиях также имеет свою специфику. Если на крупнотоннажных судах газ выходит через дымовую трубу, то на скоростных судах с малым водоизмещением газы могут отводиться в корму. Особенно удачно сочетается с таким вариантом выпуска газа конструкция двигателя, где съем мощности происходит со стороны компрессора, а отвод газа из турбины осуществляется в осевом направлении (см. рис. 23). Выпускной газовый тракт при этом может быть выполнен с малой длиной и минимальными искривлениями. Выпуск газа в корму сокращает сечение проемов в палубе и увеличивает ее полезную площадь, кроме того, появляется дополнительный упор, увеличивающий скорость судна. Так, в дви-

гателе «Протей» мощностью 4250 л. с. тяга от выпуска, составляющая 214 кг, повысила скорость судна на 1 узел.

Пересчет тяги на эквивалентную мощность может быть произведен по формуле

$$N_{экв} = \frac{T\omega}{148\eta_{пр}} \text{ л. с.},$$

где T — тяга в кг;

ω — скорость судна в узлах;

$\eta_{пр}$ — пропульсивный к. п. д.

Таким образом, тяга 214 кг при скорости 50 узлов и пропульсивном к. п. д. 0,5 эквивалентна повышению мощности на 144 л. с., т. е. на 3,3% при том же расходе топлива.

На рис. 23 и 29 представлены различные компоновки двигателей «Протей» на кораблях с отводом выпускных газов в корму. Диаметр выпускного трубопровода равен 800 мм, что предопределяет скорость газа до 80 м/сек. Радиус изгиба выпускного трубопровода по фирменным данным должен быть не менее 1200 мм.

На малых катерах и лодках выпуск газа может осуществляться также через транец.

Для уменьшения шума при выпуске газа на двигателе 2S/150 фирмы Ровер мощностью 150 л. с. проводились опыты по отводу газа под воду при различной глубине погружения выпускной трубы [56]. Было установлено, что подводный выпуск характерен большими сопротивлениями, заметно снижающими мощность установки. Для снижения шума выпуска производился также впрыск воды в струю газов. Это давало весьма незначительный эффект и также не могло быть рекомендовано, так как при этом появлялась необходимость в дополнительном водяном насосе с приводом от вала компрессора. Окончательным вариантом газоотводящего устройства явилась дымовая труба, установленная под углом около 45°. Стенка трубы имеет толщину 58 мм и состоит из следующих слоев (если считать изнутри к внешней стенке): перфорированный стальной лист, стальная «вата» (набивка, применяемая в воздухоочистителях) толщиной 12,7 мм, стальной лист 1 мм, воздушный зазор 25 мм, перфорированный алюминиевый лист 1 мм, стекловолокно 16 мм и алюминиевый лист толщиной 1,6 мм.

Специфической проблемой для судовых ГТУ являются отложения солей на лопатках компрессора и связанное с этим быстрое падение мощности и экономичности установки.

В морском воздухе всегда имеется определенное количество соли, на основных источниках являются капли воды, попадающие в компрессор и испаряющиеся при прохождении через проточную часть. В судовых ГТУ с несколькими ступенями сжатия отмечается осаждение соли в компрессорах среднего и вы-

сокого давления из-за нарушения плотности воздухоохладителя и попадания охлаждающей воды в воздушный тракт. Это явление было отмечено в ГТУ фирмы Аллен мощностью 500 кВт и послужило одной из причин, из-за которых ГТУ с многоступенчатым сжатием не были рекомендованы для широкого применения на кораблях.

Отложения солей на лопатках наряду с падением мощности приводят к повышенным температурам при пуске и даже к помпажу при работе установки.

Как правило, отложения соли сравнительно легко удаляются при промывке компрессора дистиллированной водой, после чего мощность установки восстанавливается. Если же к солевым отложениям примешиваются промышленные загрязнения, то их удаление представляет значительные трудности.

В отличие от стационарных и наземных транспортных турбин судовые ГТУ не нуждаются в очистке всасываемого воздуха от пыли и промышленных загрязнений. Однако опыт эксплуатации судовых ГТУ показал, что загрязнения проточной части компрессора все же возможны при работе судна в прибрежных районах, воздух которых содержит промышленные загрязнения, а также при попадании в компрессор всевозможных загрязнений, источником которых служит данное судно или другие суда.

Очевидно, снабжать судовые ГТУ фильтрами для борьбы с промышленными загрязнениями все же нецелесообразно, так как необходимость в очистке воздуха возникает эпизодически, а создаваемые фильтрами сопротивления постоянно снижают мощность и экономичность ГТУ. Поэтому приходится мириться с возможностью загрязнений при работе установок в портах, доках и при прохождении судна по рекам. Однако необходимо по возможности исключить попадания воздуха от близлежащих источников загрязнения следующими мероприятиями:

1. Желательно, чтобы воздух в компрессор поступал из отдельного канала. Иногда из-за компоновочных затруднений входной трубопровод ГТУ совмещают с приемными патрубками дизельных двигателей, предусматривая поворотную заслонку в месте их соединения; при этом из-за неплотности заслонки возможен подсос воздуха в компрессор через масляные фильтры дизеля, что загрязняет лопатки маслом (ГТУ фирмы Аллен мощностью 500 кВт).

2. Желательно, чтобы выход газа из турбины был выполнен в виде отдельного канала, который не должен быть совмещен с дымоходами котлов и выпускными трубами дизельных двигателей. Из-за неплотностей в заслонках при выключенной ГТУ и работающем котле или дизеле не исключается возможность попадания продуктов сгорания в тракт ГТУ — в турбину и далее через камеры сгорания в компрессор; при этом кроме загрязнений может наблюдаться коррозия турбинных дисков и элемен-

тов компрессора из-за наличия серного ангидрида в дымовых газах.

3. Следует исключить попадание в компрессор воздуха из вытяжных и вентиляционных труб масляных цистерн, машинного отделения, камбуза, аккумуляторного помещения и т. п. Необходимо также исключить подсос дымовых и выпускных газов от других энергоустановок данного судна.

4. Место швартовки вспомогательных судов (танкеров, лихтеров и др.) должно быть удалено от всаса ГТУ таким образом, чтобы дым от этих судов не попадал в компрессор (это требование в первую очередь относится к газотурбогенераторам).

Соли могут отлагаться не только в проточной части компрессора, но и на соплах турбины высокого давления, вызывая коррозию металла. Так, при испытаниях двигателя «Протей» были обнаружены отложения солей с содержанием хлористого натрия (температура плавления 801°C) и сернокислого натрия (температура плавления 884°C). Поскольку начальная температура газа на ряде режимов превышала последнее значение, содержащиеся в воздухе соли расплавились, а затем, затвердевая, отлагались на лопатках. По этой причине температура перед соплами была впоследствии ограничена величиной 850°C .

Надежность судовых ГТУ

Надежность первичных судовых двигателей служит первым и основным показателем, определяющим возможность их применения в данной области. Потеря хода судна в определенных обстоятельствах может быть причиной его гибели.

ГТУ является новым типом двигателя с весьма напряженными элементами, поэтому ее применению в морской практике естественно должна предшествовать соответствующая отработка конструкции. Создание работоспособной и надежной ГТУ — очень сложная задача, требующая значительных затрат времени и средств. Для их сокращения часто используют конструктивные решения, принятые в смежных областях газотурбостроения, или применяют двигатели иного назначения и приспособляют их для работы в судовых условиях.

Современные авиационные двигатели обладают высокой степенью надежности. В военных флотах различных стран широко применяют двигатели мощностью 20 000 л.с. на базе турбореактивных двигателей FT-4 фирмы Пратт—Уитни (США), в которых отмечается в среднем одна непредвиденная остановка на каждые 25 000 ч работы двигателей [2]. Опыт эксплуатации используемых в морской практике авиационных двигателей «Протей» и «Олимпикс» фирмы Бристоль—Сиддли и двигателей J79 фирмы Дженерал—Электрик также исчисляется миллионами

часов работы. В течение многих сотен тысяч и миллионов часов отработали в общей сложности и стационарные турбины, применяемые с небольшими видоизменениями на кораблях военноморского флота (ГТУ мощностью 14 400 л.с. фирмы Броун—Бовери на кораблях класса Кельн) и судов транспортного флота (ГТУ мощностью 6000 л.с. фирмы Дженерал—Электрик на судне «Джон Сержант»).

Тем не менее, из-за недоверия к новому типу двигателя и возможным отказам в работе ГТУ не используют в качестве единственного первичного двигателя и дублируют его или с газотурбинными, или с иными двигателями. На многовинтовых судах и в комбинированных установках наличие нескольких двигателей предопределено схемой силовой установки. На одновинтовых судах предусматривают специальные аварийные двигатели для сохранения хотя бы минимального хода при выходе из строя основной ГТУ. На судах транспортного флота применяют отдельную паровую турбину с питанием от автономного парового котла, подсоединяемую к главной редукционной передаче. На судне «Аурис» с ГТУ мощностью 5500 л.с. используется паровая турбина мощностью 450 л.с., обеспечивающая ход со скоростью 5 узлов и присоединяющаяся к редуктору с помощью съемной шестерни. На судне «Джон Сержант» аварийная паровая турбина мощностью 750 л.с. также может быть соединена с редуктором съемной шестерней; время установки шестерни — около 1 ч. В ГТУ мощностью 20 000 л.с. фирмы Дженерал—Электрик предусмотрена аварийная паровая турбина, основное назначение которой — привод бортового генератора; при необходимости эта турбина может быть соединена с главной передачей через отдельный редуктор.

Оригинально решен вопрос сохранения хода на корабле с подводными крыльями FHE-400 (см. рис. 31) при выходе из строя дизельного двигателя малого хода (двигатели основной ГТУ не имеют реверса). В машинном отделении корабля (рис. 43), кроме упомянутого дизеля 17 мощностью 2000 л.с., установлены вспомогательная ГТУ 5 мощностью 390 л.с. и аварийная ГТУ 13 мощностью 190 л.с. Вспомогательная ГТУ предназначена для привода бортового генератора 8 и гидравлических насосов 7 при движении корабля на подводных крыльях. Благодаря связи редуктора 6 вспомогательной ГТУ с редукционно-раздаточной коробкой 9 дизельного двигателя установка может быть использована как дополнительный двигатель при движении судна в водоизмещающем режиме, так и в качестве единственного пропульсивного двигателя при аварийной остановке дизеля. В последнем случае включается также и аварийная ГТУ 13, приводящая в движение генератор 15 и насосы 14. Аварийная ГТУ используется для привода этих механизмов также при выходе из строя вспомогательной ГТУ и для подачи

воздуха низкого давления в пусковую воздушную турбину главной ГТУ. Наличие связи между коробками передач дизеля и вспомогательной ГТУ позволяет в нормальных условиях эксплуатации при движении судна в водоизмещающем режиме осуществлять привод бортового генератора 8 и насосов 7 от дизеля.

Таким образом, предусмотрен двойной привод движителей водоизмещающего режима (дизель-вспомогательная ГТУ) и тройной привод бортового генератора и насосов (дизель-вспомогательная ГТУ — аварийная ГТУ) [8].

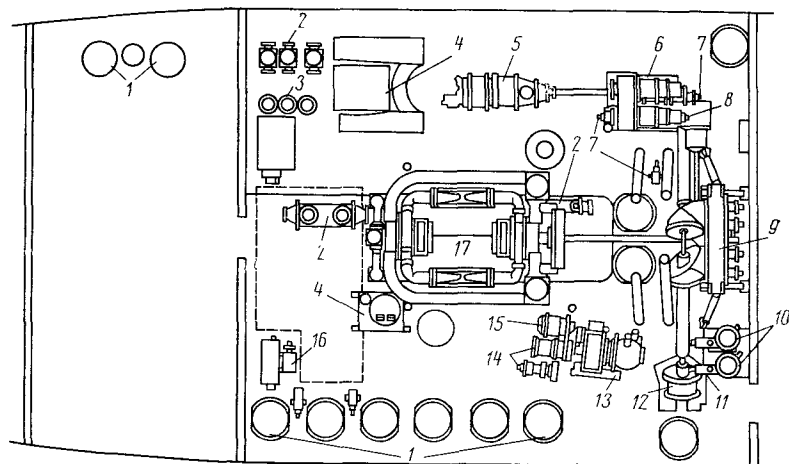


Рис. 43. Компоновка агрегатов в машинном отделении корабля FNE-400 на подводных крыльях:

1 — запасные баки; 2 — теплообменники; 3 — фильтры; 4 — установка для кондиционирования воздуха; 5 — вспомогательная ГТУ; 6 — редуктор; 7 — гидравлические насосы; 8 — бортовой генератор; 9 — редукционно-раздаточная коробка дизельного двигателя; 10 — фильтры; 11 — бустерные насосы; 12 — муфты; 13 — аварийная ГТУ; 14 — насосы; 15 — генератор переменного тока; 16 — опреснительная установка; 17 — дизельный двигатель

При использовании на судах газотурбинных установок, кроме дублирования двигателя, широко применяется дублирование отдельных механизмов и узлов. Так, судовые ГТУ могут снабжаться двойным комплектом топливных насосов, фильтров, охладителей и т. п. Может предусматриваться смена форсунок без остановки агрегата, переход на иной вид топлива и ряд других мероприятий, увеличивающих надежность работы установки.

Одной из кардинальных проблем, определяющих применение не только варианта конструкции, но и типа двигателя, является обеспечение надежности подшипников качения в судовых условиях. Опыт эксплуатации первых ГТУ с подшипниками качения (ГТУ «Гатрик» и G-2 фирмы Метро—Виккерс, RM-60 фирмы Роллс — Ройс, «Юпитер» фирмы Солар и др.) показал неудовлет-

ворительную работу подшипников — они выходили из строя задолго до выработки машиной полного ресурса. Необходимо отметить, что последствия аварии подшипника качения, как правило, очень тяжелые. Для предохранения дорожек подшипников от наклепа, возникающего из-за вибрации неподвижной ГТУ при работе других двигателей, обычно предусматривается медленное проворачивание роторов ГТУ с помощью электродвигателей мощностью в несколько сотен ватт на протяжении всего периода работы корабля на других двигателях. Положительный эффект может дать также амортизирующая подвеска двигателя.

Повышение несущей способности и долговечности подшипников качения, достигнутое в последние годы, и улучшение подвески двигателей позволил в определенной степени решить задачу применения этих подшипников в морском газотурбостроении. Опыт эксплуатации двигателей «Протей» показал, что подшипники качения работают удовлетворительно. Однако при первой же возможности эти подшипники стараются заменить подшипниками скольжения. В установке судна «Джон Сержант» для работы в морских условиях подшипники качения в приводе вспомогательных механизмов заменены подшипниками скольжения; в ГТУ «Юпитер» фирмы Солар опорные шариковые подшипники ротора турбокомпрессора также заменены подшипниками скольжения.

Для повышения надежности работы установки иногда предусматривают переход на иной вид топлива, имеющийся на борту. Так, на кораблях с ускорительными ГТУ G-6 предусмотрено два вида топлива — дизельное для ГТУ и тяжелое для паросиловой установки. При отсутствии по каким-либо причинам дизельного топлива возможна работа установки с пониженными параметрами на предварительно подогретом тяжелом топливе. На судне «Джон Сержант» при выходе из строя системы очистки тяжелого топлива газотурбинная установка работает в течение 24 ч на запасах предварительно очищенного топлива, затем 72 ч на дизельном топливе и далее — на неочищенном тяжелом топливе при пониженной температуре газа перед соплами. Мощность установки при работе на неочищенном топливе снижается до 30% номинальной, но ход судна сохраняется в течение длительного времени (скорость падает с 15,9 до 11,5 узлов).

Ряд насосов и органов регулирования ГТУ имеют электрический привод. В тех случаях, когда этот привод является основным, прекращение подачи энергии может послужить причиной остановки турбоагрегата. Чтобы не вызвать остановку агрегата, в каждой из систем предусмотрены или дублирующие элементы с механическим или ручным приводом, или аккумулирующие источники энергии и емкости. Поскольку ограничения по массе и габаритам не позволяют обеспечить длительную автономную работу ГТУ, для каждого частного случая устанавливают опти-

мальное время работы агрегата без потребления электроэнергии от постороннего источника. Следует при этом отметить, что для некоторых судовых газотурбинных установок предусмотрена полностью автономная их работа, но обычно их основные навешенные насосы дублируются электронасосами, а системы управления, регулирования и контроля нуждаются в электрическом питании.

Чтобы обеспечить кратковременную работу установки при отсутствии напряжения в сети (для ГТУ на судне «Джон Сержант» время автономной работы установки составляет 10 мин с момента прекращения подачи электроэнергии) предусматривают следующие решения:

В системе смазки предусматривают гравитационные цистерны, снабжающие маслом турбину и редуктор на время автономной работы равное выбегу роторов после выключения машины.

В топливной системе главные насосы имеют обычно механический привод от вала турбокомпрессора, а подкачивающие — электропривод. Для создания подпора на всасывании главных насосов при остановке подкачивающих необходимо установить топливные баки соответствующей емкости на линии между подкачивающими и главными насосами.

В системах охлаждения элементов турбины иногда подают охлаждающую среду — воду или воздух насосом или воздуходувкой с электрическим приводом. В судовых ГТУ иногда применяют охлаждение корпусов и других элементов турбин пресной водой (в ГТУ фирмы Джeneral—Электрик на судне «Джон Сержант» охлаждают корпуса турбин и втулки поворотных направляющих лопаток турбины низкого давления; в ГТУ-20 Кировского завода — корпус турбины высокого давления). Прекращение подачи воды приведет к ее кипению в охлаждающих каналах, местному перегреву элементов и даже их разрушению (например, втулок поворотных лопаток, выполненных из органических материалов). Чтобы избежать этого, в системе циркуляции пресной воды устанавливают резервные баки с охлаждающей водой.

В системе регулирования и контроля устанавливают ряд устройств и приборов, питаемых от электрической сети: элементы системы электрогидравлического регулирования ГТУ, гидрореверсивных передач, винтов регулируемого шага и др. Прекращение их питания может вызвать аварийную остановку агрегата. Поэтому при отключении бортовой сети питание их осуществляется от аккумуляторных батарей и даже от генераторов с ручным приводом (на судне «Джон Сержант» на пульте управления установлен генератор переменного тока с ручным приводом, питающий электрическую следящую систему управления ВРШ).

Требования к повышению живучести корабля наряду с надежностью работы газотурбинной установки налагает определенный отпечаток на ее конструкцию и компоновку.

Ряд установок допускает работу в полузатопленных отсеках (ГТУ G-6). В комбинированной установке для датского фрегата все выходы валов из редуктора уплотнены таким образом, что работа установки не нарушается даже при затоплении этого отсека [44].

На эсминце «Девоншир» ускорительные ГТУ G-6 и основная паротурбинная установка расположены в разных отсеках, что обеспечивает независимую их работу, однако редукторный отсек является общим для обеих установок и его затопление выводит из строя всю машинную группу.

В машинном отделении канадского судна FHE-400 на подводных крыльях аварийная ГТУ, приводящая в движение генератор и насосы, подвешена к подволоку и может работать при частичном затоплении отсека.

Обычно судовые газотурбинные двигатели проходят предварительные испытания и доводку на береговых стендах, а затем на корабле. Установки с небольшим сроком службы изготавливают в нескольких экземплярах и испытывают на стенде до выработки полного ресурса.

Стенды оборудуют тормозными устройствами для испытания двигателей под нагрузкой в условиях, максимально близких к эксплуатационным. Проверяют работу как установки, так и отдельных ее узлов — турбокомпрессор может испытываться на полной мощности с дроссельными соплами вместо силовой турбины с динамометром.

Для сокращения периода стендовых испытаний усложняется и ужесточается режим работы. Так, для проверки заноса проточной части компрессора солями, содержащимися в морском воздухе, при стендовых испытаниях во всасывающий патрубок компрессора подается раствор с повышенной концентрацией соли; для исследования коррозионной стойкости материалов турбинных лопаток при высоких температурах испытания производятся на топливе с добавкой морской воды (порядка 1%) или с более высоким содержанием серы. Отработка механической прочности и надежности действия отдельных узлов также производится ускоренными методами (при испытаниях ГТУ G-6 на стенде было произведено более 1100 пусков установки и около 600 включений разобщительных муфт).

После окончания испытаний головного образца установки стенды обычно не демонтируют, а используют для обучения личного состава. Кроме того, стенды поддерживают в постоянной готовности для возможности проверки и доводки узлов при обнаружении их дефектов в процессе эксплуатации на кораблях. Английское адмиралтейство запрещает изменение конструкции

или замену каких-либо элементов машин без их предварительной проверки на береговых стендах.

Хотя на стендах обычно удается ликвидировать основные конструктивные недостатки двигателей, без окончательной доводки на корабле в реальных условиях эксплуатации невозможно создать работоспособный двигатель, так как в лабораторных условиях невозможно равноценно воспроизвести все эксплуатационные факторы. Поэтому заключительным этапом создания двигателя должны быть ходовые испытания на корабле, сколь бы дорогостоящи они ни были.

ЛОКОМОТИВНЫЕ ГТУ

Газотурбинная установка по большинству своих показателей отвечает требованиям, предъявляемым к двигателям для мощных магистральных локомотивов. Для ГТУ характерны большая мощность в одном агрегате, компактность, малая масса, уравновешенность движущихся элементов, легкий пуск при низких температурах и широкий диапазон, применяемых топлив, вплоть до самых низкокачественных; хорошие тяговые характеристики в двухвальном варианте ГТУ допускают применение механической передачи. Недостатком ГТУ является пониженная экономичность, особенно на частичных нагрузках.

Технико-экономическими расчетами подтверждена целесообразность использования газотурбовозов даже при современном уровне экономичности ГТУ, и в настоящее время во многих странах уже накоплен успешный опыт эксплуатации газотурбовозов различного назначения.

Первый газотурбовоз вступил в строй в 1941 г. Он был оборудован газотурбинной установкой мощностью 2200 л.с. швейцарской фирмы Броун—Бовери. В дальнейшем был пущен в эксплуатацию ряд газотурбовозов в Швейцарии, США, Англии, Франции.

Из многочисленных схем газотурбинных установок в газотурбовозах нашли применение только одновальная и двухвальная со свободной силовой турбиной. Ряд установок снабжен регенераторами. Одновальные ГТУ применяют на магистральных газотурбовозах только в сочетании с электроприводом на ведущие колеса. Использование механических передач с гидромуфтами и гидротрансформаторами в этих установках принципиально не исключено, но связано с рядом конструктивных затруднений и понижением экономичности локомотива в целом. В эксплуатируемых мощных газотурбовозах гидропередачи не применяют.

Для двухвальных ГТУ со свободными силовыми турбинами характерно благоприятное протекание зависимости момента в функции числа оборотов, поэтому такие установки допускают

применение механической передачи. Для повышения экономичности и еще большего приближения характеристики установки к желаемой тяговой характеристике локомотива механическая передача может комбинироваться с гидравлической. Использование двухвальной ГТУ для привода генератора особых преимуществ не имеет, а более того, наряду с усложнением конструкции затрудняется защита машины от разгона при внезапном сбросе нагрузки. При двухвальных схемах необходим специальный пусковой двигатель, в то время как в одновальных установках для этого может быть использован главный генератор или возбуждатель.

В качестве возможных схем ГТУ для локомотивов не должны исключаться из рассмотрения и сложные многовальные схемы с промежуточным охлаждением между компрессорами и подогревом воздуха между турбинами. Такие схемы обеспечивают высокую экономичность и небольшой массовый расход воздуха на единицу мощности, что сокращает размеры турбомашин и аппаратов и позволяет с успехом разместить сложную многовальную установку в ограниченных габаритах кузова локомотива. О возможности реализации сложных схем для транспортных установок свидетельствует успешный опыт создания трехвального автомобильного газотурбинного двигателя фирмы Форд.

Особый интерес представляет использование газотурбинной установки как бустерного двигателя, который включается дополнительно к основному. В ФРГ выпущен пассажиро-товарный локомотив V 169001 с основным дизелем мощностью 2000 л.с. и бустерной газотурбинной установкой мощностью 1000 л.с. [82].

Таким образом, этот локомотив аналогичен электровозу, допускающему перегрузку на 50%. Турбина включается обычно при скоростях движения от 30 до 100%, но может также использоваться как автономный двигатель при выходе из строя основного. При работе локомотива в году около 5000—6000 ч бустерная установка работает около 1500 ч при 7500 пусках; таким образом, каждый цикл составляет около 12 мин. Время выхода установки на холостой ход с момента пуска равно 30 сек; набор полной мощности — еще за 30 сек. Столь короткий цикл работы, быстрый прогрев и набор нагрузки оказались возможными благодаря применению газотурбинной установки авиационного типа. ГТУ LM-100 выполнена на базе турбореактивного двигателя типа T58 фирмы Дженерал Электрик. Мощность с вала силовой турбины передается через редуктор и карданную передачу на привод основного двигателя. Масса ГТУ равна 130 кг, редуктора — около 500 кг. Воздух всасывается непосредственно из кузова локомотива. Глушитель шума выпуска расположен под дизельным двигателем. Газотурбинная установка работает на том же топливе, что основной двигатель.

Конструктивное оформление ГТУ для локомотивов не обладает особой спецификой. В основном для этого используют установки общепромышленного назначения, которые приспосабливают для возможности размещения их в кузове локомотива. Специально проектируют лишь некоторые элементы ГТУ — регенератор, систему привода и вспомогательные системы — смазки, пуска, регулирования, охлаждения.

Разработка специальных локомотивных ГТУ в ряде стран объясняется в первую очередь отсутствием прототипа стационарной установки с необходимыми параметрами.

На рис. 44 показана компоновка ГТУ мощностью 3500 л.с. Коломенского тепловозостроительного завода в кузове локомотива [28], спроектированная заводом совместно с кафедрой турбин МВТУ им. Баумана. Одновальная газотурбинная установка 5 через одноступенчатый редуктор 6 приводит в движение три генератора постоянного тока — сдвоенный генератор 7 и генератор 8, совмещенный со вспомогательным генератором 9 и возбудителем 10. Воздух через жалюзи в крыше и фильтры 1 поступает в отсек 2 и далее в компрессор с осевым входом. В задней части кузова установлен дизельный двигатель 4, приводящий в действие маневровый генератор мощностью 110 кВт и вспомогательный генератор мощностью 25 кВт. Электроэнергия от маневого генератора используется для пуска ГТУ (один из главных генераторов играет роль пускового двигателя) и для движения локомотива без состава — в этом случае ток подается на один из тяговых двигателей 3.

Электродвигатели вспомогательных агрегатов ГТУ и тормозного компрессора получают питание при работе ГТУ от вспомогательного генератора 10, а в период стоянки и подготовки к пуску — от вспомогательного генератора дизельного двигателя 4. Кроме дизель-генератора и тормозного компрессора в задней части кузова расположены также паровой котел, вырабатывающий пар для подогрева тяжелого топлива и масла, а также для отопительных целей, баки для легкого топлива, масла и воды, маслоохладитель и аккумуляторные батареи.

Бак тяжелого топлива подвешен к раме между тележками. Газотурбинная установка с редуктором и генераторами смонтирована на отдельной жесткой раме, установленной на раме локомотива. Топливом служит мазут марки Ф-12, пуск производится на дизельном топливе.

На железной дороге Юнион Пасифик (США) с 1952 г. эксплуатируются локомотивы с газотурбинными установками фирмы Джeneral—Электрик. Несколько десятков локомотивов снабжены ГТУ мощностью 4800 л.с. (рис. 45). Успешный опыт эксплуатации этих локомотивов явился основой для создания установки мощностью 8500 л.с. (рис. 46). Эта мощность в соответствии с заданием обеспечивается на высоте 1830 м над уров-

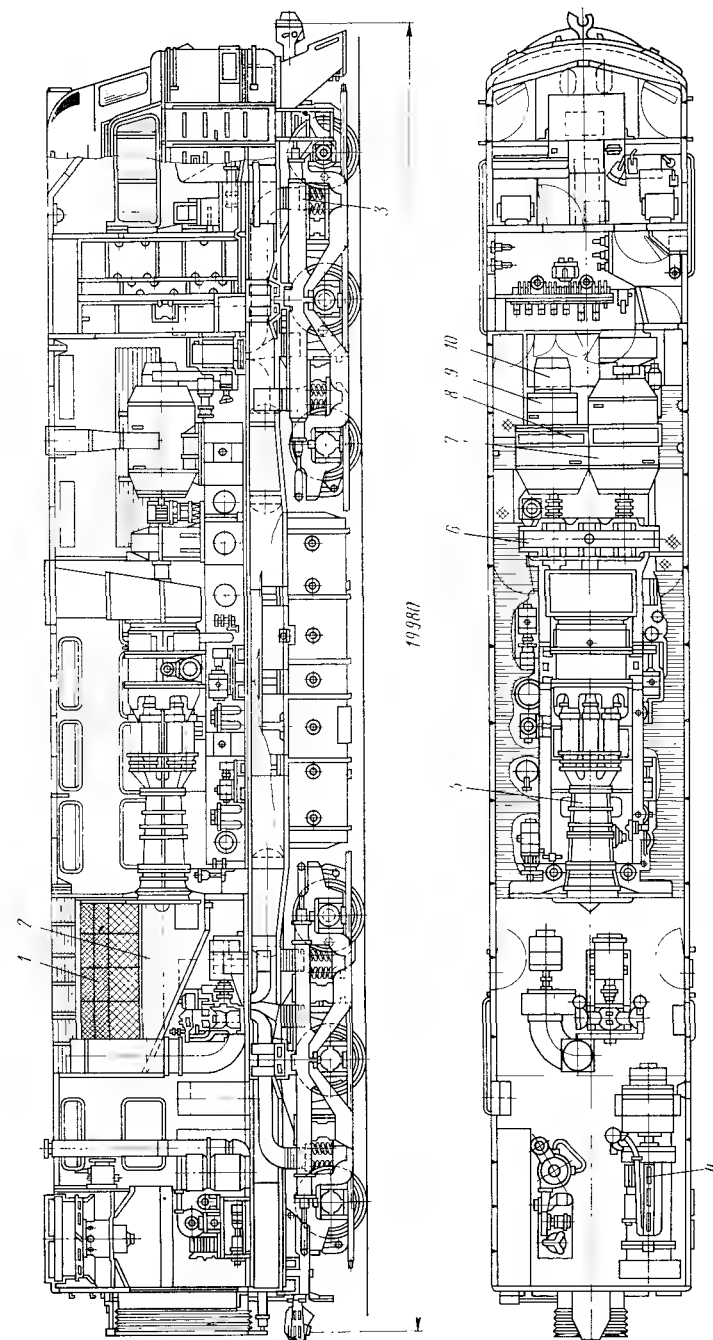


Рис. 44. Газотурбинный локомотив мощностью 3500 л.с. Коломенского тепловозостроительного завода

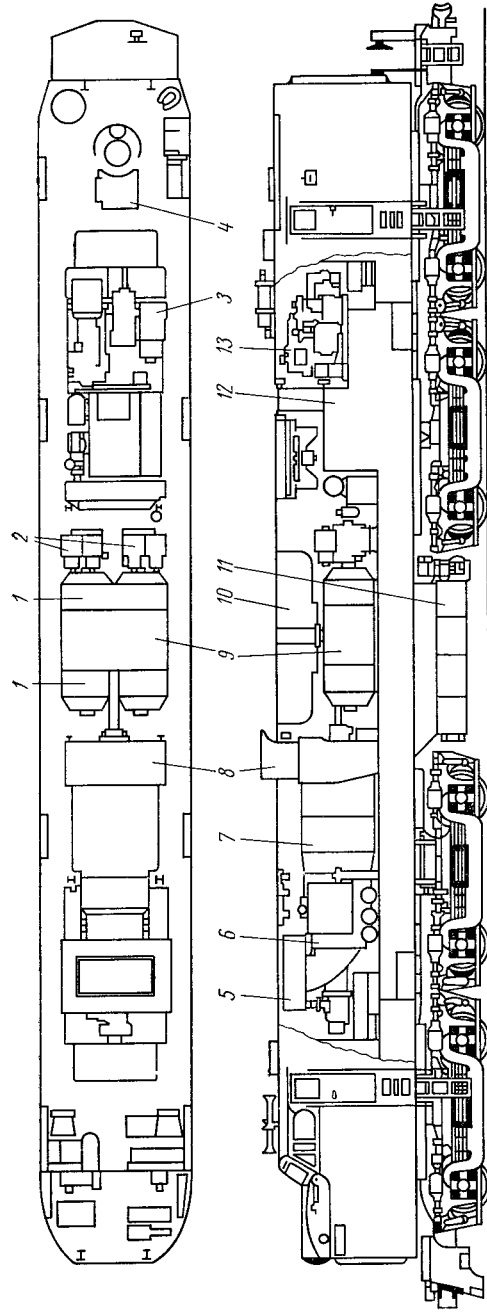


Рис. 45. Газотурбинный локомотив мощностью 4800 л. с. фирмы Джерал — Электрик:

1 — тяговые генераторы; 2 — генераторы переменного тока; 3 — воздушный компрессор; 4 — бойлер для отопления поезда; 5 — выпускной патрубок; 6 — турбина; 7 — радиатор; 8 — аккумуляторная батарея; 9 — редуктор; 10 — сопротивление динамического торможения; 11 — аккумуляторная батарея; 12 — топливный бак; 13 — вспомогательный дизель

нем моря; на уровне моря мощность возрастает до 10 700 л. с.

Газотурбинная установка и все вспомогательное оборудование расположены в двух секциях общей массой 370 т. Запасы топлива и воды хранятся в тендере. Длина секции 40,4 м. Каждая секция установлена на двух трехосных тележках. Все 12 осей снабжены тяговыми электродвигателями.

В главной секции смонтирована газотурбинная установка, редуктор с передаточным отношением 4860/1050 и четыре главных генератора. Генераторы соединены попарно и занимают всю ширину кузова (проход между генераторами и стенками отсутствует). Каждый генератор питает три тяговых двигателя. Кроме силовой установки в главной секции размещены механизмы управления электросистемой и вентиляторные установки для охлаждения тяговых двигателей. Длина силовой установки 12,5 м, масса 68 т (включая массу главных генераторов, равную 21,4 т).

Во вспомогательной секции находится кабина машиниста и вспомогательное оборудование. Дизельный двигатель мощностью 1000 л. с. приводит во вращение генератор постоянного тока, генератор для зарядки аккумуляторов, вентилятор тяговых электродвигателей и воздушный компрессор тормозной системы; с противоположной стороны к валу дизельного двигателя через редуктор и электромагнитную муфту присоединены вентилятор радиатора и второй воздушный компрессор. Радиатор состоит из двух отдельных секций — в одной из них циркулирует вода, охлаждающая дизельный двигатель, в другой — вода, предназначенная для прокачки

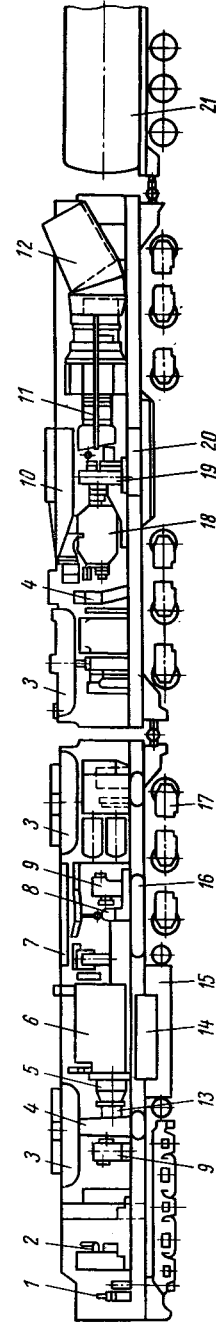


Рис. 46. Газотурбинный локомотив мощностью 8500 л. с. фирмы Джерал — Электрик:

1 — пульт управления; 2 — место машиниста; 3 — тормозное сопротивление; 4 — вентиляторы тяговых двигателей; 5 — генератор постоянного тока; 6 — вспомогательный дизель-генератор; 7 — радиатор; 8 — редуктор; 9 — компрессор; 10 — воздушный фильтр; 11 — ГТУ; 12 — выпускной патрубок; 13 — аккумуляторная батарея; 14 — аккумуляторная батарея; 15 — бак дизельного топлива; 16 — воздушный резервуар; 17 — тяговые двигатели; 18 — тяговые генераторы; 19 — редуктор; 20 — масляный бак; 21 — цистерна

вания через маслоохладители газотурбинной установки, расположенные в главной секции. При низкой температуре воды в радиаторе электромагнитная муфта вентилятора автоматически разобщается. Под рамой между тележками подвешен бак с дизельным топливом.

Вспомогательная секция может работать самостоятельно при маневрах локомотива в отличие от главной секции, которая нуждается в постоянной работе дизельного двигателя в течение всего периода действия газотурбинной установки.

Топливом для газотурбинной установки служит предварительно очищенный, профильтрованный и подогретый мазут (бункерное топливо марки С). Для сокращения времени простоя локомотива емкость топливного бака, размещенного в тендере, равна 87 м^3 — это допускает непрерывную работу установки в течение 45 ч. Топливный бак имеет асбестовую изоляцию толщиной 100 мм, благодаря чему подогретое до 93°C топливо за 45 ч при температуре атмосферного воздуха -40°C охлаждается до 45°C , т. е. до температуры, приемлемой для его сжигания. Тем не менее, предусмотрена возможность подогрева топлива с помощью электронагревателя, питаемого от вспомогательного дизель-генератора, или горячим воздухом, отбираемым за компрессором ГТУ. Пуск установки производится на дизельном топливе, хранящемся в баке во вспомогательной секции.

В 1952 г. фирмой Метро—Виккерс (Англия) был введен в эксплуатацию газотурбовоз 18100 с установкой мощностью 3000 л. с., которая по конструкции близка к промышленным ГТУ мощностью 2500 кВт, выпускаемым этой же фирмой.

Газотурбинная установка работает на дизельном топливе. Термический к. п. д. установки составляет 19%. С учетом к. п. д. электропередачи (86%), редуктора и затрат мощности на привод вспомогательных механизмов (75 л. с.), общий к. п. д. на колесах понижается до 15,5%. Это соответствует удельному расходу топлива 400 г/л. с. ч.; при половинной нагрузке удельный расход достигает 590 г/л. с. ч.

Фирма Инглиш Электрик ввела в эксплуатацию экспериментальный локомотив-газотурбовоз GT-3 с механической передачей на колеса [90]. Двигателем служит газотурбинная установка EM-27L мощностью 2700 л. с., представляющая собой несколько видоизмененную промышленную установку EM-27P. По сравнению с промышленной установкой локомотивная имеет следующие отличия: силовая турбина выполнена с тремя ступенями вместо двух для получения приемлемой экономичности в более широком диапазоне чисел оборотов; повышена степень регенерации и несколько видоизменена конструкция регенератора применительно к компоновке на локомотиве; входной патрубок компрессора выполнен более прочным — из стали вместо

алюминия; изменена конструкция коробки приводов вспомогательных механизмов.

Локомотив выполнен по паровозной схеме с колесной формулой 2—3—0. Запас топлива и некоторое вспомогательное оборудование размещены в тендере. Мощность с вала силовой турбины передается на среднюю ведущую ось локомотива через трехступенчатый реверс-редуктор с общим передаточным отношением 20,32. На первичном валу 10 редуктора свободно насажены две одинаковые шестерни — переднего и заднего хода. Каждая шестерня входит в зацепление с цилиндриче-

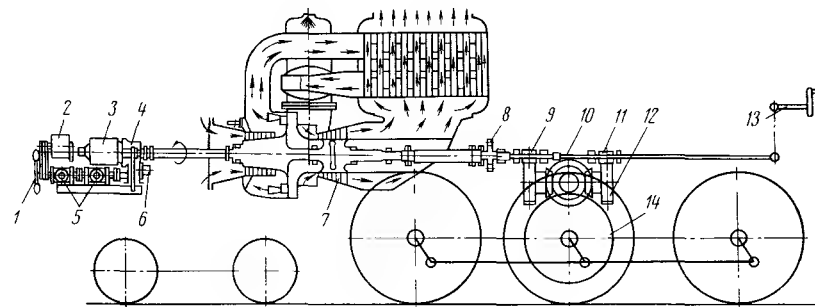


Рис. 47. Конструктивная схема ГТУ EM-27L мощностью 2700 л. с. фирмы Инглиш Электрик:

1 — вентилятор маслоохладителя; 2 — вспомогательный генератор; 3 — пусковой двигатель; 4 — привод вспомогательных механизмов; 5 — масляные насосы; 6 — топливный насос; 7 — ГТУ; 8 — тормозное устройство; 9 — шестерня заднего хода; 10 — первичный вал редуктора; 11 — шестерня переднего хода; 12 — колесо вторичного вала редуктора; 13 — привод реверса; 14 — ведущая ось

ским зубчатым колесом 12, соединенным с конической шестерней. Крутящий момент с конических шестерен передается на общее коническое колесо и через цилиндрическую пару — на ведущую ось локомотива. Передний или задний хода включаются соединением первичного вала редуктора при помощи муфт с соответствующей шестерней. Предварительно вал останавливается тормозным устройством 8. Корпус редуктора отлит из чугуна.

Газотурбинная установка 4 (рис. 48) укреплена на раме локомотива на трех опорах: две жесткие опоры расположены по обеим сторонам корпуса турбины, третья опора — под входным патрубком компрессора допускает осевые перемещения агрегата. Под регенератором установлены пружины, передающие примерно половину его массы на раму локомотива, остальную массу воспринимает корпус турбины. Воздух в компрессор поступает в осевом направлении из отдельной камеры, расположенной в передней части локомотива. Воздух попадает в камеру через 64 цилиндрических фильтрующих элемента, расположенных в боковых панелях камеры.

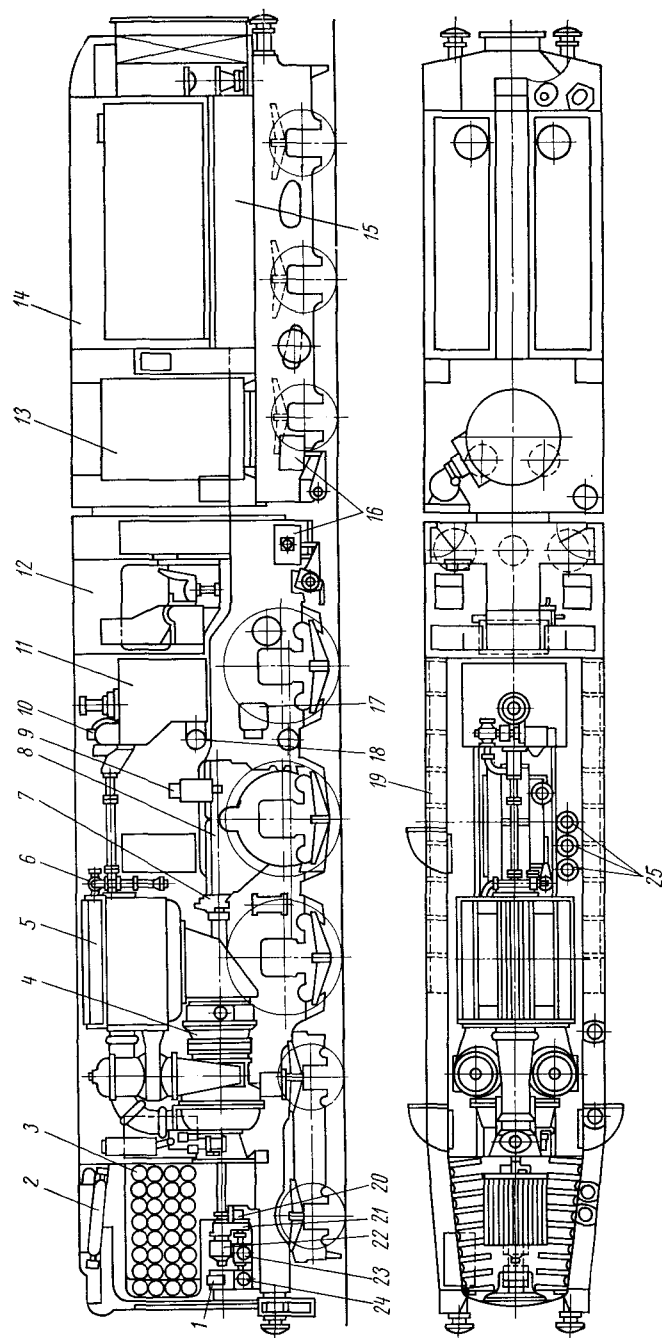


Рис. 48. Газотурбинный локомотив мощностью 2700 л. с. фирмы Инглиш Электрик:
1 — вспомогательный генератор; 2 — маслоохладитель; 3 — воздушный фильтр; 4 — ГТУ; 5 — выпускной патрубок; 6 — эжектор;
7 — первичный вал редуктора; 8 — редуктор; 9 — насос системы охлаждения; 10 — эжекстер; 11, 14, 15 — соответственно масляный,
топливный и водяной баки; 12 — кабина; 13 — котел; 16 — тормозные цилиндры; 17 — масляный фильтр; 18 — насос; 19 — батареи;
20 — топливный насос; 21 — редуктор вспомогательных механизмов; 22 — пусковой электродвигатель; 23, 24 — масляные насосы; 25 —
масляный фильтр

Корпус редуктора подвешен на трех амортизирующих опорах под рамой локомотива.

Вспомогательные механизмы установлены на отдельной раме в нише под камерой всасывания и приводятся во вращение от компрессора длинным валом, проходящим через камеру. Общая мощность, потребляемая вспомогательными механизмами, составляет 40 л. с. Через одноступенчатый редуктор 21, понижающий числа оборотов с 8250 до 2000 в минуту, приводится в движение топливный насос 20 и масляные насосы (нагнетающий 23

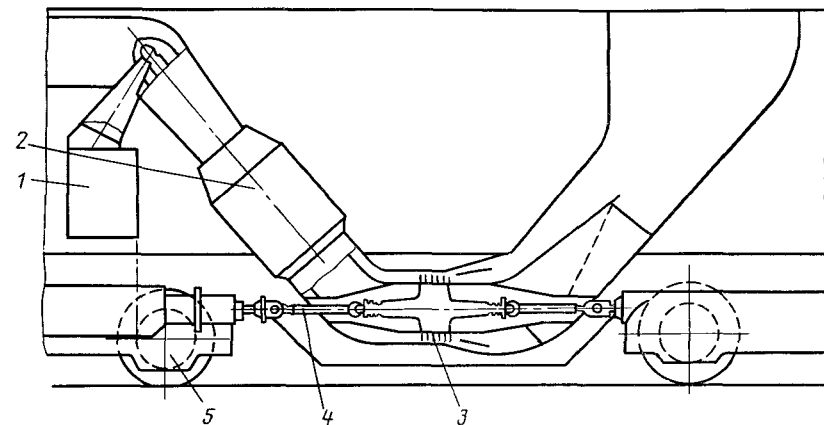


Рис. 49. Локомотивная ГТУ с механическим приводом:

1 — вспомогательные механизмы; 2 — турбокомпрессор; 3 — силовая турбина низкого давления; 4 — карданный вал; 5 — редуктор

и откачивающий 24), тахометр, вентилятор маслоохладителя и генератор 1 постоянного тока мощностью 4,5 квт. На той же раме смонтирован пусковой электродвигатель 22 постоянного тока мощностью 60 л. с., соединяющийся через разобщительную муфту непосредственно с валом компрессора.

Редуктор получает масло при работе установки от главного масляного насоса 23; при отключенной установке и движении локомотива от посторонней тяги редуктор смазывается при помощи навешенного на него насоса, подающего масло в напорную магистраль независимо от направления его вращения.

Масло охлаждается в маслоохладителе 2 потоком воздуха при движении локомотива или осевым вентилятором на стоянках. Расход воздуха на маслоохладитель автоматически регулируется поворотом жалюзи; импульс на поворотный механизм подается от датчика вязкости масла.

Масляный бак 11 емкостью 1800 л располагается сверху над редуктором, чем обеспечивается постоянный подпор насосов. В системе предусмотрены также масляные фильтры 25 и насосы 9 и 18 с электроприводом, снабжающие двигатель маслом при

отказе главного масляного насоса и после остановки двигателя (90 л/мин) в течение 4 ч при вращении двигателя на валоповоротном устройстве.

Тормозная система локомотива — вакуумная. Разрежение в системе создается при работе установки с помощью эжектора 6, питаемого сжатым воздухом из компрессора, или при выключенной установке вакуумным насосом с электроприводом.

Два топливных бака 14 общей емкостью около 9000 л размещены в тендере. Там же находится паровой котел 13 для отопления и водяной бак емкостью 6800 л для нужд поезда.

Локомотив работает на дизельном топливе. Термический к. п. д. установки 22%, удельный расход топлива 288 г/(л. с. ч.); расход топлива на холостом ходу 160 л/ч.

На рис. 49 изображена схема ГТУ со свободной силовой турбиной, приводящей через редукторы оси локомотива.

ПЕРЕДВИЖНЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Благодаря малым размерам, большой мощности в одном агрегате и отсутствию потребности в охлаждающей воде газотурбинные установки могут использоваться в качестве двигателей автономных передвижных электростанций, монтируемых в железнодорожных вагонах (энергопоезда), в автомобильных кузовах и прицепах, или на специальных рамах, которые можно перевозить различными видами транспорта. Передвижные электростанции используются в районах, удаленных от источников электроэнергии — при сооружении гидротехнических устройств, постройке шахт, бурении скважин и т. п. С их помощью можно проводить исследования по определению потребности в электроэнергии вновь осваиваемых районов, присоединив передвижную электростанцию к заранее построенной распределительной системе; это даст возможность в кратчайшие сроки составить графики расхода электроэнергии по данному району. Основным назначением передвижных электростанций является их использование как аварийного источника энергии при повреждении местных электросистем из-за стихийных бедствий или других причин. Перерывы в подаче электроэнергии могут привести к значительным неудобствам (больницы, школы и другие различные здания с массовым скоплением людей), а также к большим финансовым потерям (заводы, стройки, насосные станции и т. п.). Легкие и компактные газотурбинные передвижные электростанции, быстро доставляемые в места бедствий, могут существенно смягчить последствия аварий и разрушений.

Быстрый пуск, простота обслуживания и способность работы на газообразном и жидком топливе различных видов и сортов в определенной степени компенсируют пониженную экономичность газотурбинной установки по сравнению с дизельными двигателями.

Для аварийных станций стоимость топлива не является основным показателем, но экономичность установки все же имеет большое значение, так как с ней связано количество потребляемого топлива, возможность его доставки, размеры топливохранилищ и т. п.

Передвижные газотурбинные электростанции привлекли внимание большого числа гражданских организаций различных стран. С начала 50-х годов ведутся работы по созданию железнодорожных энергопоездов с газотурбинными установками мощностью до 10 000 кВт. Энергопоезда оборудуют, как правило, промышленными ГТУ, размеры которых допускают размещение их в габаритах вагона. При необходимости конструкцию установки изменяют, сокращая ее габариты.

По мере дальнейшего совершенствования газотурбинных установок — повышения их мощности, сокращения размеров и особенно с внедрением в практику стационарного газотурбостроения авиационных установок появилась возможность размещения газотурбинных электростанций мощностью 2000—3000 кВт в автомобильных прицепах. Широкое распространение получили также передвижные газотурбинные станции мощностью до нескольких сотен киловатт, монтируемые в кузовах грузовых автомобилей. Компактность и умеренная масса ГТУ малой и средней мощности, предназначенных для промышленных целей, допускают их применение в качестве транспортабельных установок, практически без изменения их конструкции.

Энергопоезда

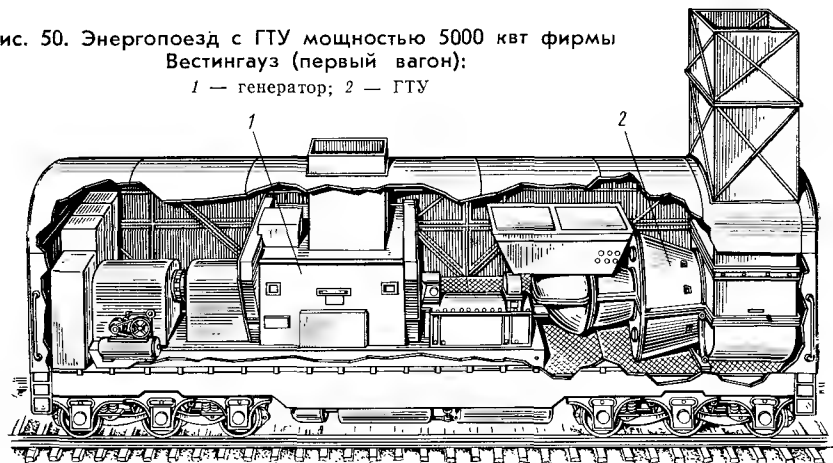
Энергопоезда и их силовые газотурбинные установки должны быть спроектированы исходя из следующих требований: мобильность электростанции; способность работать на топливе различных видов и сортов; простота монтажа агрегатов станции и удобство проведения ревизий и ремонтов; минимальное потребление питательной и охлаждающей воды; расчетный ресурс работы установки порядка 50 000 ч; крепление всех агрегатов и элементов силовой установки и оборудования с расчетом на ударную нагрузку в горизонтальном и продольном направлении усилием не менее двух земных ускорений; способность нормально работать при уклонах вагона в продольном и поперечном направлении в пределах 3°; передача массы силовой установки на грунт только через соответствующие элементы вагона и рельсовый путь; нагрузка на вагонную ось в допустимых пределах.

В случае необходимости должна быть предусмотрена возможность смены вагонных тележек для перехода на колею другого размера.

Поскольку рама стандартного вагона имеет жесткость, недостаточную для крепления установки, последнюю или закреп-

ляют на трех точках с соответствующими гибкими муфтами на валах, или ужесточают раму вагона. На трех опорах крепят ГТУ фирма Вестингауз (рис. 50), фирма Метро—Виккерс, фирма АЕИ (рис. 51) и др. Двухвальная установка фирмы Кларк (рис. 52) состоит из двух отдельных блоков. В первый блок входит компрессор 5, турбина 6 высокого давления и камера 4 сгорания. Во второй блок входит силовая турбина 8 низкого давления и генератор 10 с возбуждателем 11. Блоки смонтированы на отдельных рамах, каждая из которых прикреплена к раме вагона в трех точках. Турбины высокого и низкого давления соединены гибким патрубком с компенсаторами.

Рис. 50. Энергопоезд с ГТУ мощностью 5000 квт фирмы Вестингауз (первый вагон):
1 — генератор; 2 — ГТУ



В энергопоезде фирмы Броун—Бовери (рис. 53) крепление установки решено по-иному. Конструкция этой установки выполнена так же, как стационарной установки, и характерна большими размерами и массой турбомашин, а также жестким соединением валов турбины, компрессора и генератора. Из-за малых радиальных зазоров в проточной части допустимы незначительные прогибы роторов. При выборе крепления установки было установлено, что прогиб рамы не должен быть более 0,5 мм на длине 6,3 м, т. е. между крайними подшипниками компрессора и турбины. Поэтому была спроектирована очень жесткая рама вагона, которая одновременно служит опорой установки. Рама имеет коробчатое сечение; ее высота в средней части 2,2 м, над тележками 1,6 м, расстояние между цапфами тележек 15,5 м. В поперечных перегородках рамы предусмотрены прорезы и окна для воздухопроводов.

В связи с ограниченными габаритами вагона размещение в нем собственно газотурбинной установки, фильтров, устройств для подвода воздуха и отвода газа и другого оборудования за-

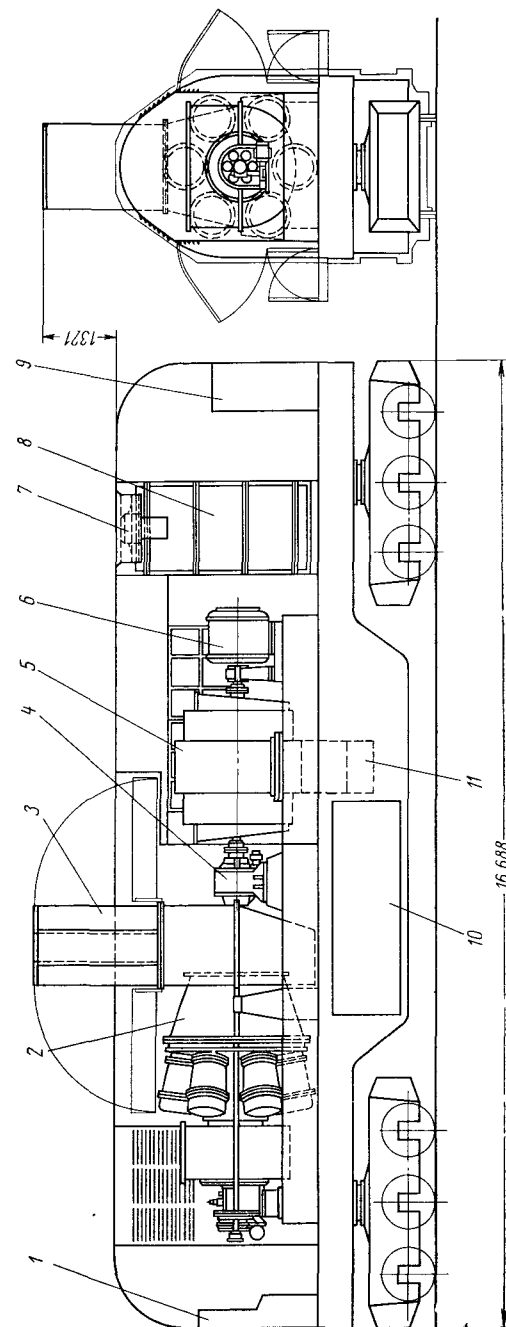


Рис. 51. Энергопоезд с ГТУ мощностью 7100 квт фирмы АЕИ (первый вагон):

1 — пульт управления; 2 — ГТУ; 3 — съемная труба; 4 — выпускная труба; 5 — редуктор; 6 — генератор; 7 — возбуждатель; 8 — вентилятор; 9 — масляный бак; 10 — распределительное устройство; 11 — окно для выхода воздуха из генератора

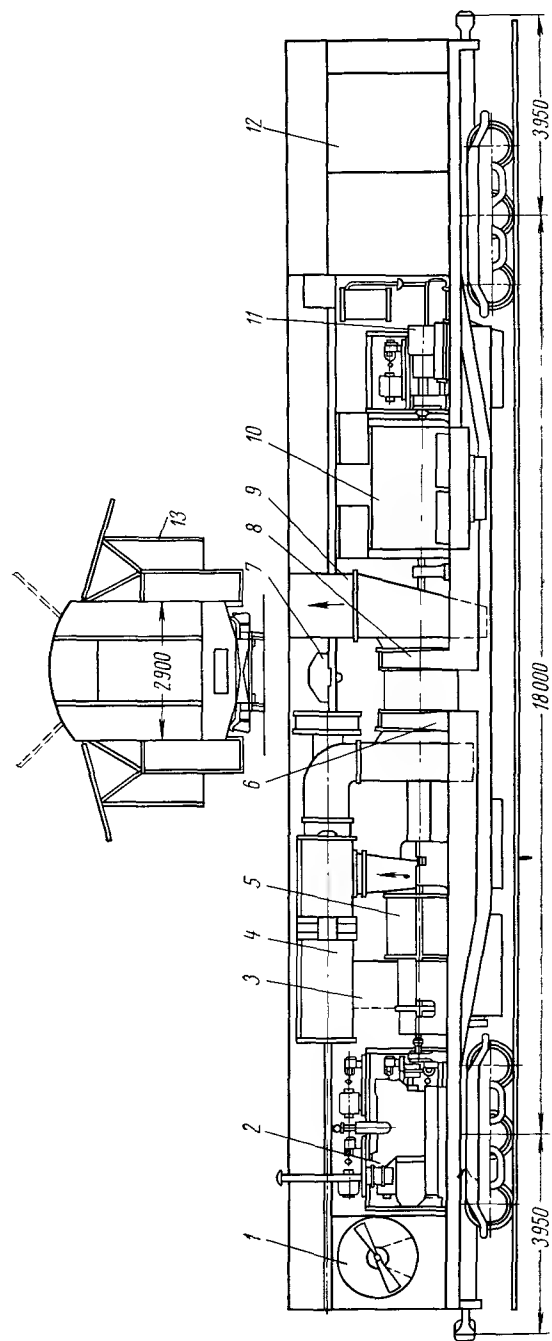


Рис. 52. Энергопоезд с ГТУ мощностью 5500 кВт фирмы Кларк:

1 — маслоохладитель с вентилятором; 2 — дизельный двигатель; 3 — входной патрубок компрессора; 4 — камера сгорания; 5 — компрессор; 6 — турбина высокого давления; 7 — кран; 8 — турбина низкого давления; 9 — труба для выпуска газа; 10 — генератор; 11 — возбудитель; 12 — воздушные фильтры; 13 — воздушные фильтры

труднено. Сложность представляет также организация обслуживания установки из-за малых проходов между турбомашинами и боковыми стенами вагона. Поэтому при использовании в энергопоездах промышленных установок больших размеров в конструкцию турбомашин приходится вносить некоторые изменения. Так, в ГТУ мощностью 6200 кВт фирмы Броун — Бовери для уменьшения вертикального габарита камера сгорания установлена наклонно. Кроме того, из-за невозможности размещения громоздких трубопроводов подвода воздуха и отвода газа они совмещены в одном двойном концентрическом трубопроводе. Принятая конструкция с наклонной камерой сгорания позволила также сократить и осевые размеры установки и тем самым

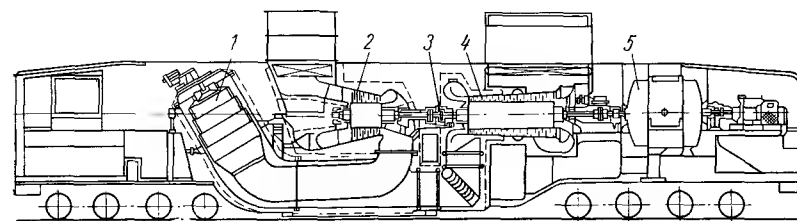


Рис. 53. Энергопоезд с ГТУ мощностью 6200 кВт фирмы Броун — Бовери (первый вагон энергопоезда):

1 — камера сгорания; 2 — турбина; 3 — муфта; 4 — компрессор; 5 — генератор

уменьшить расстояние между тележками. В энергопоездах этот показатель имеет большое значение, так как при укороченной базе вагон можно сделать шире без опасения выхода из габарита на закруглениях пути.

В ГТУ фирмы Кларк (см. рис. 52) для сокращения высоты установки камеры сгорания, расположенной над компрессором, придана в поперечном сечении форма «стадиона» — прямая вверху и внизу и полукруглая по сторонам (в стационарных установках камера имеет круглое сечение).

Ширина газотурбинной установки или генератора энергопоезда может быть настолько велика, что проходы между агрегатами и боковыми стенками вагона окажутся недостаточными для обслуживания и ремонта. Поэтому в ряде энергопоездов боковые стенки вагонов делают откидными, причем нижняя часть стенки служит площадкой для обслуживания, а верхняя — навесом (рис. 51 и 52).

В ряде энергопоездов устройства для фильтрации воздуха размещены в боковых стенках вагона и воздух всасывается компрессором или из специального отсека вагона, или через расширенную камеру входного патрубка (рис. 54); воздух можно всасывать также непосредственно из вагона (см. рис. 50).

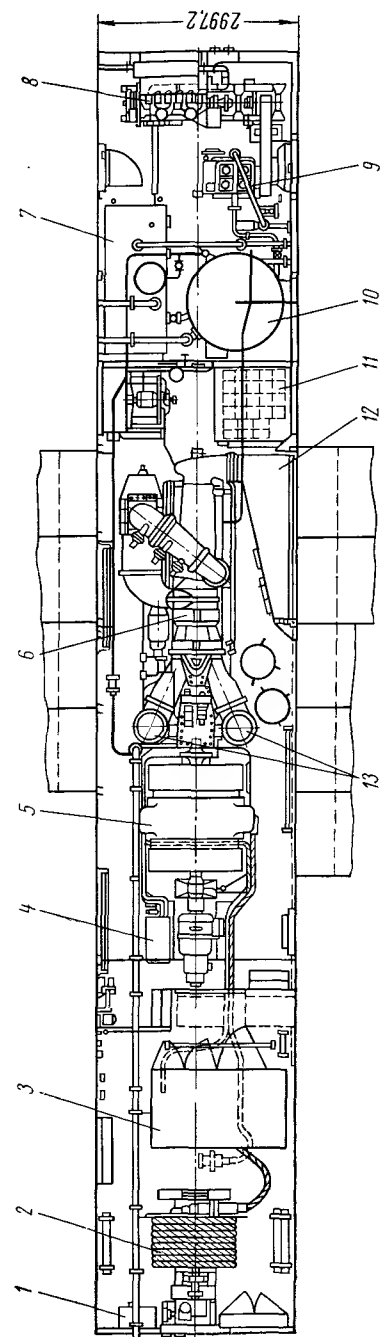


Рис. 54. Энергопоезд с ГТУ мощностью 1000 квт фирмы Рустон:

1 — реверсивный привод барабана; 2 — барабан с кабелями; 3 — главный распределительный щит; 4 — пульт управления; 5 — топливный бак; 6 — ГТУ; 7 — дизельный двигатель; 8 — топливный бак; 9 — газопровод; 10 — резервуар газобразного топлива; 11 — зарядное устройство и аккумуляторные батареи; 12 — фильтры; 13 — выпускные трубы

Если воздушные фильтры разместить в пределах железнодорожного габарита не удастся, их устанавливают на откидных шарнирных панелях в крыше вагона или в боковых стенках (см. рис. 52). В некоторых установках фильтры отсутствуют и воздух в компрессор поступает через жалюзи в стенках вагона или из отдельного отсека, или непосредственно из вагона.

Газ из выпускного патрубка турбины обычно отводится по съемным трубам, устанавливаемым на крыше вагона. Высоту трубы стараются по мере возможности увеличить, чтобы предотвратить попадание выпускных газов в засасываемый компрессором воздух. Съемные трубы перевозят в том же вагоне и монтируют на крыше при подготовке к пуску. В ГТУ фирмы Вестингауз (см. рис. 50) выпускная труба имеет прямоугольное сечение и выполнена из отдельных складывающихся панелей. В ГТУ фирмы Рустон (см. рис. 54) над выпускными патрубками устанавливают на крыше два съемных конических диффузора, которые перевозят в вагоне около турбины. Для сокращения времени и облегчения монтажа выпускной трубы ее ино-

гда выполняют из двух коробчатых элементов, закрепленных на шарнирах у выпускного патрубка турбины и образующих при подъеме трубу прямоугольного сечения. В ГТУ фирмы Метро — Виккерс газ из выпускного патрубка отводят через горизонтальный конический диффузор в вертикальную выпускную камеру, в которой расположена вертикальная выпускная труба, выдвигаемая вверх при работе установки и смещаемая вниз при движении вагона. В энергопоезде фирмы СТАЛ (рис. 55) выпускная труба отсутствует; при работе установки крыша вагона сдвигается и газ отводится непосредственно из выпускного патрубка турбины.

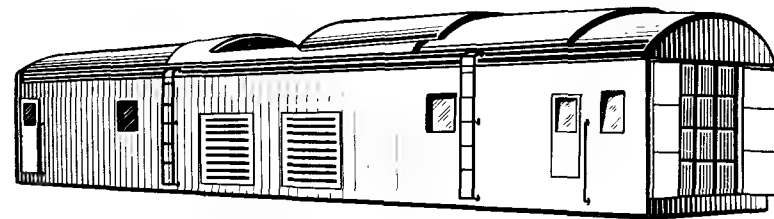


Рис. 55. Внешний вид кузова энергопоезда мощностью 2400 квт фирмы СТАЛ

Так как энергопоезда — это автономные источники энергии, то для пуска газотурбинных установок используют или размещенные в вагоне двигатели внутреннего сгорания, или пусковые электрические двигатели с питанием от аккумуляторных батарей. Емкость батарей обеспечивает обычно как минимум трехкратный последовательный пуск установки. Батареи заряжают от вспомогательных дизель-генераторных установок при стоянке и от главного генератора при работе газотурбинной установки.

Калужским турбинным заводом создан энергопоезд с газотурбинной установкой ГТУ-4 мощностью 4000 квт. Энергопоезд занимает два вагона: в первом (рис. 56) установлена ГТУ и вспомогательное оборудование, во втором — распределительное устройство генератора и дизель-генератор. Общая масса поезда (без топливного хозяйства) — 200 т, к.п.д. на клеммах генератора 21%, себестоимость электроэнергии 1,66 коп/(квт·ч), штат 24 чел. Масса ГТУ 22,8 т, длина 7320 мм, ширина 2024 мм. Промежутки между турбоагрегатом и стенками вагона равны 450 мм. Топливные и масляные баки расположены под полом вагона. Топливо дизельное, масса топливного хозяйства 85 т. Установку пускают бензиновым двигателем ГАЗ-13 с помощью повышающего гидротрансформатора; время пуска 3—5 мин.

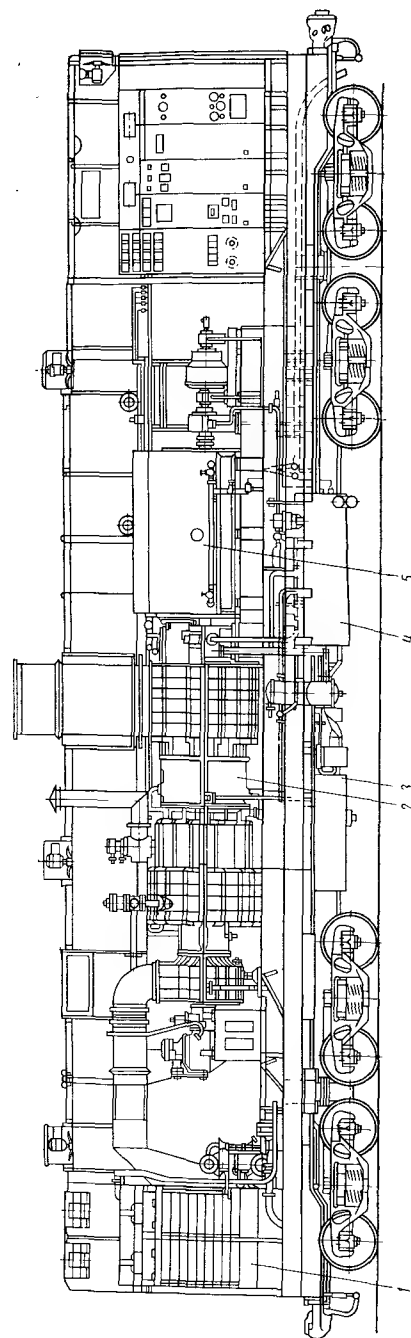


Рис. 56. Энергопоезд с газотурбинной установкой ГТУ-4 мощностью 4000 квт Калужского турбинного завода: 1 — генератор; 2 — ГТУ; 3 — топливный бак; 4 — масляный бак; 5 — генератор

В энергопоезде фирмы Броун — Бовери с ГТУ мощностью 6200 квт оборудование смонтировано в двух вагонах (см. рис. 53). Компрессор, турбина и камера сгорания установлены непосредственно на раме вагона. Подобная схема компоновки требует строгой координации работ поставщиков энергетического оборудования и вагоностроительного завода. Топливом служит мазут. Установку пускают на дизельном топливе. Время с момента пуска до принятия полной нагрузки не превышает 15 мин, а общее время с момента прибытия энергопоезда на место назначения до подачи энергии в сеть находится в пределах 8—24 ч в зависимости от численности и квалификации обслуживающего персонала.

Длина первого вагона 21,3 м, второго вагона 18,3 м, масса первого вагона с установкой и топливом 149,8 т, второго вагона 86,3 т.

Уровень шума при наличии глушителя составляет 93 дБ на расстоянии 37 м и 80 дБ на расстоянии 91 м.

Энергопоезд мощностью 2400 квт фирмы СТАЛ (рис. 55) выпущен в 1953 г. Оборудование передвижной электростанции установлено в од-

ном вагоне. Силовая установка с электрогенератором и возбудителем размещены в средней части вагона. В одном конце вагона находится отсек с электроаппаратурой, в другом — маленький отсек с дизельным двигателем мощностью 90 л. с., предназначенным для пуска установки и привода вспомогательного генератора. В торцевой части вагона расположены маслоохладители с воздушным охлаждением.

Общая масса вагона с установкой равна 90 т, длина вагона — 20,4 м, размер колеи 1435 мм.

В газотурбинном энергопоезде мощностью 5500 квт фирмы Кларк силовая установка и электроаппаратура размещены в одном вагоне (рис. 52). Установка предназначена для работы на различных видах газообразного и жидкого топлива, а также на мазуте. В последнем случае температура газа за камерой понижается с 732 до 620° С и мощность установки ограничивается.

Под полом вагона размещен расходный топливный бак емкостью около 2000 л.

Установку пускают дизельным двигателем мощностью 160 л. с., соединенным с валом компрессора через гидротрансформатор и муфту. К дизелю присоединен также вспомогательный электрогенератор мощностью около 40 квт. Смазочное хозяйство силовой установки — общее. Масляный бак емкостью около 1900 л расположен под полом вагона.

Нормальный пуск установки и обслуживание ее во время работы обеспечивается одним человеком. Время подготовки энергопоезда к подаче энергии в сеть составляет 24 ч с момента прибытия поезда на место назначения. Все элементы вагона и установки могут противостоять ударным нагрузкам во всех направлениях, равным двум земным ускорениям, что позволяет перемещать вагон с высокими скоростями, не повреждая оборудование.

Газотурбинный энергопоезд мощностью 5000 квт фирмы Вестингауз предназначен для нужд армии США. Поезд состоит из двух вагонов и может давать ток частотой 50 или 60 периодов в широком диапазоне напряжений. Для возможности использования поезда на колее другого размера предусмотрены сменные тележки. В первом вагоне (см. рис. 50) смонтирована газотурбинная установка.

Двухступенчатый шевронный редуктор понижает число оборотов вала с 5745 до 3000 или 3600 в минуту в зависимости от числа периодов в сети. Передаточное отношение изменяется сменой зубчатых колес, специальный комплект которых хранится в вагоне. Эта операция выполняется при минимуме демонтажных работ.

Под полом вагона находится расходный топливный бак емкостью 2550 л, снабженный обогревателем. В баке установлен

поплавок регулятор, включающий топливopеpекачивающий насос при понижении уровня топлива. Между стенами вагона и агрегатами силовой установки предусмотрены проходы для обслуживания и ревизии.

Во втором вагоне установлена электроаппаратура, пульт управления и две дизель-генераторные установки: мощностью 150 кВт предназначена для привода пускового мотора; мощностью 50 кВт — для привода вспомогательных механизмов. Отсек, в котором находится пульт управления, снабжен кондиционированным воздухом. Стены второго вагона сдвижные, крыши обоих вагонов съемные, чем обеспечивается простота монтажа оборудования.

В энергопоезде фирмы Рустон (см. рис. 54) смонтирована ГТУ ТА мощностью 1000 кВт, широко используемая в стационарных условиях для привода генераторов и различных насосов. Все оборудование размещено в одном четырехосном вагоне в трех отсеках. В период работы установки боковые створки вагона откидываются, образуя навесы и площадки для обслуживания. Установку пускают электростартером, который получает питание от батареи аккумуляторов напряжением 24 в.

Механическое вспомогательное оборудование установлено в правом отсеке. Там же находится расходный бак жидкого топлива емкостью 4500 л и резервуар для газообразного топлива. Так как емкость резервуара невелика, а давление в подводящем газопроводе может быть недостаточным, предусмотрен специальный двухступенчатый поршневой газовый компрессор с приводом от дизельного двигателя с воздушным охлаждением мощностью 110 л. с.

Электрооборудование размещено в левом отсеке. Наряду с главным щитом в этом отсеке находится барабан, на который намотано 90 м кабеля для подсоединения потребителя. Барабан приводится во вращение электродвигателем. Для привода вспомогательных механизмов установлен трансформатор мощностью 7,5 кВт.

Масса вагона с оборудованием около 65 т, газотурбинной установки 6 т. Длина вагона около 20 м, из которых установка занимает примерно $\frac{1}{5}$ часть.

Проект энергопоезда с газотурбинной установкой мощностью 7100 кВт фирмы АЕI показан на рис. 51. Оборудование размещено в двух вагонах. Вагон с силовой установкой имеет две трехосные тележки; нагрузка на ось 21 т. Вагон с электрическим и вспомогательным оборудованием имеет двухосные тележки с нагрузкой на ось около 15 т [68].

Энергопоезд с газотурбинной установкой LM1500 мощностью 10 000 кВт фирмы Джeнeрал — Электрик — наиболее мощная из передвижных электростанций. Реализация столь высокой мощности в габаритах железнодорожного вагона оказалась возмож-

ной вследствие применения газотурбинной установки на базе авиационного двигателя. Громоздкий и тяжелый генератор занимает по ширине весь габарит вагона. В связи с большой массой генератора одна из тележек оказалась перегруженной и ее пришлось выполнить трехосной. Другая тележка, над которой установлен легкий газотурбинный двигатель — двухосная [82].

Передвижные газотурбинные станции в автомобилях

Наряду с энергопоездами в последние годы получают распространение весьма мобильные газотурбинные электростанции, смонтированные в автоприцепах и кузовах автомобилей.

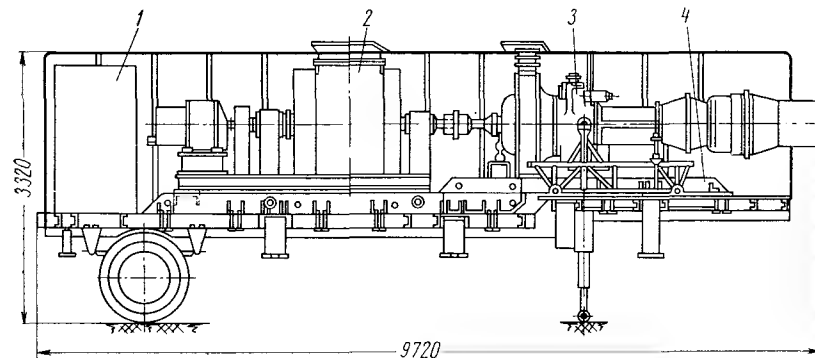


Рис. 57. Передвижная газотурбинная электростанция ПАЭС-1600-Т/6,3 с двигателем АИ-20К мощностью 1600 кВт в автомобиле (первый фургон): 1 — блок маслoтoпливных коммyникаций; 2 — генератор; 3 — ГТУ; 4 — монтажная рама

Если в 50-х годах мощность таких станций не превышала нескольких сотен киловатт, то с внедрением в промышленность авиационных газотурбинных двигателей оказалось возможным разместить в кузове автомобиля электростанцию мощностью несколько тысяч киловатт.

В 1967—1968 гг. начал выпуск отечественных передвижных электростанций ПАЭС-1600-Т/6,3 и ПАЭС-1250-Т/6,3 на базе отработавших летный ресурс авиационных турбовинтовых двигателей АИ-20К длительной мощностью 1600 кВт и АИ-24 мощностью 1250 кВт (максимальная мощность 2000 и 1400 кВт соответственно).

Станции расположены в двух полуприцепах-фугонах, транспортируемых тягачами «Урал-377С». В первом полуприцепе (рис. 57) устанавливают двигатель и вспомогательное оборудование, во втором — распределительное устройство, пульт управления и топливный бак. Небольшое число оборотов выходного

вала ГТУ (1000 в минуту) допускает непосредственное его соединение с генератором. Пуск и набор нагрузки происходит за 5 мин.

В период работы регулирование параметров и пополнение баков осуществляется автоматически: контроль и проверка работы установки обслуживающим персоналом производится периодически каждые 250 ч. Возможно также дистанционное управление станцией с помощью телесигналов.

Топливом может служить керосин, дизельное топливо, а также природный газ.

Станции ПАЭС-1600-Т/6,3 и ПАЭС-1250-Т/6,3 имеют соответственно: сухую массу — 28 и 26 т, стоимость 1 кВт установленной мощности 60 и 50 руб., себестоимость электроэнергии 1,4 и 1,2 коп/(кВт·ч), расход топлива 830 и 560 кг/ч, расход масла не более 1 кг/ч.

Стоимость подобного двигателя примерно в 4 раза меньше, чем дизельного двигателя такой же мощности.

Фирмой Бристоль — Сиддл разработана передвижная электростанция мощностью 3000 кВт на базе турбовинтового двигателя «Протей», смонтированная в двух боксах, которые перевозят тягачом со стандартными полуприцепом-транспортером и прицепом. Эти боксы представляют собой транспортабельную электростанцию, доставляемую автомобилем в необходимый район. Станция может быть введена в действие непосредственно на автомобиле. В первом боксе расположена силовая установка, во втором — электрические устройства. Если в районе работы станции имеются стационарные распределительные устройства, необходимость во втором боксе отпадает.

Кроме того, фирма выполнила передвижную станцию мощностью 3000 кВт, которая размещена в одном специальном автомобильном полуприцепе (рис. 58) [80]. Полуприцеп имеет стальную сварную раму; стенки кузова облицованы алюминиевыми листами, панели крыши — съемные. Кузов разделен двумя огнестойкими перегородками на три отсека. В первом отсеке размещен газотурбинный двигатель с выпускной трубой и глушителями шума, возникающего при всасывании; на крыше смонтирована съемная дымовая труба с глушителями шума, возникающего при выпуске газа. Во втором отсеке установлен генератор (1500 об/мин) массой 11,75 т и вспомогательное оборудование двигателя и генератора (масляное хозяйство, система регулирования, система питания). Возбудитель приводится в действие ременной передачей и смонтирован над генератором. В третьем отсеке расположены электрические распределительные устройства, кабельный барабан, аккумуляторы с зарядным агрегатом и т. п.

К раме подвешены два топливных бака общей емкостью около 600 л, обеспечивающие работу установки в течение 25 мин.

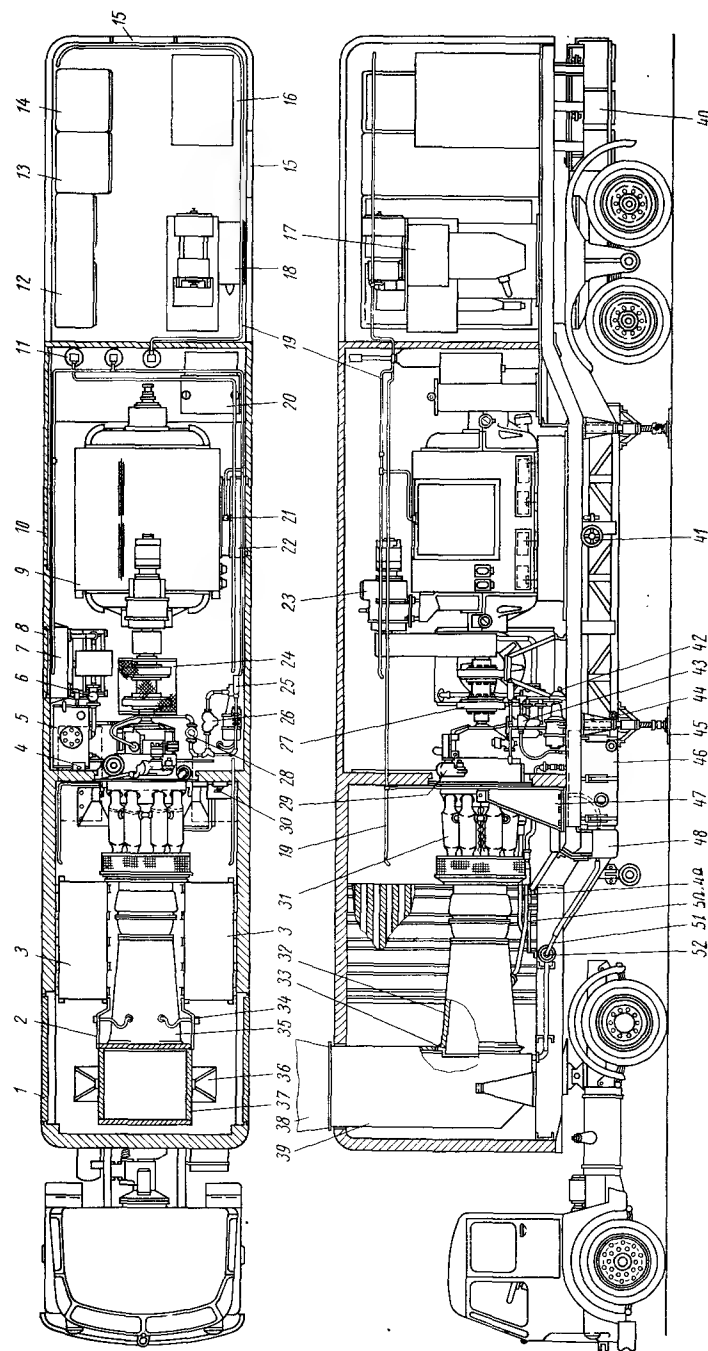


Рис. 58. Передвижная газотурбинная электростанция мощностью 3000 кВт фирмы Бристоль — Сиддл на полуприцепе: 1 — дверь входного проема; 2 — уплотнительная диафрагма; 3 — щиты входного устройства; 4 — датчик повышения температуры (для огнеупорителя); 5 — масляный бак; 6 — масляный термостат; 7 — щиты входного устройства с вентилятором; 8 — крышка на выходе воздуха из маслоохладителя; 9 — генератор; 10 — крышка входного проема генератора; 11 — огнеупоритель; 12 — кабельный барабан; 13 — панель возбуждения; 14 — электроузел; 15 — дверь; 16 — зарядное устройство; 17 — аккумуляторный трансформатор для зарядки аккумуляторов; 21 — клапан закрытия жалюзи генератора; 22 — выключатель; 23 — воздушный фильтр; 24 — кожух муфты; 25 — редукционный клапан; 26 — клапан закрытия топливного генератора; 27 — гибкая муфта; 28 — электромагнитный отсечной клапан; 29 — система регулирования; 30 — система промывки компрессора; 31 — ГТУ; 32 — изоляция; 33 — диффузор; 34 — термометр; 35 — выпускная труба; 36 — система дымоудаления; 37 — опора ГТУ; 38 — съемная выпускная труба; 39 — выпускная труба; 40 — аккумуляторный топливный бак; 41 — стояночный тормоз; 42 — топливная система; 43 — фильтр; 44 — трубопровод подвода топлива; 45 — домкрат; 46 — вспомогательный топливный бак; 47 — опора ГТУ; 48 — дренажный бак; 49 — третья опора ГТУ; 50 — поддон; 51 — дренажная труба; 52 — пламегаситель

Топливом может служить керосин, дизельное топливо или природный газ. Удельный расход топлива 380 г/(квт·ч).

При несении пиковой нагрузки мощность установки ограничивается величиной 2700 квт, для базовой нагрузки — 2200 квт. Глушители шума всасывания и выпуска снижают уровень шума до 83 дб на расстоянии 15 м от станции — этим обеспечивается возможность работы в жилых районах. Станция транспортируется тягачом мощностью 150 л. с. Длина тягача с полуприцепом 15,3 м, длина полуприцепа 13,0 м, ширина 2,45 м, высота 4,2 м. Масса автопоезда 40,3 т, в том числе полуприцепа 34,8 т.

Английская фирма Дэйл — Электрик выпустила три типа передвижных электростанций, смонтированных непосредственно в кузовах автомобилей. На базе полутонного грузовика смонтированы станции мощностью 40 и 60 квт с газотурбинными установками 1S/60 мощностью 60 л. с. и 1S/90 мощностью 90 л. с. фирмы Ровер; на базе четырехтонного грузовика — станция мощностью 160 квт с двигателем A250 фирмы Остин мощностью 250 л. с. Несмотря на относительно малую массу силовой установки выбор явно завышенной грузоподъемности автомобиля вызван необходимостью перевозки бака с горючим и различного вспомогательного оборудования. Все установки смонтированы на рамах, которые прикреплены к шасси автомобиля на амортизирующих прокладках. Топливные баки установлены внутри рамы газотурбинных установок.

Характерной особенностью передвижных электростанций этой серии является всасывание воздуха из-под кузова в глушитель шума, находящийся в специальной камере. Из этой камеры воздух попадает в закрытый бокс, в котором размещен двигатель. Компрессор засасывает воздух непосредственно из передней части бокса около камеры глушителя. Чтобы исключить попадание в компрессор воздуха, нагретого от горячих элементов ГТУ и от выпускных трубопроводов, в задней части бокса установлен эжектор, создающий постоянное движение воздуха вдоль оси турбоустановки. Эжектор действует вследствие потока уходящих газов и создает разрежение в зазоре на выходе выпускной трубы. Наряду с глушением шума всасывания предусмотрено и эффективное глушение шума выпуска — уровень шума на расстоянии 6 м от установки составляет 82 дб.

В полутонном автомобиле с газотурбинными установками фирмы Ровер пульт управления размещен в кабине водителя позади сиденья, чем улучшены условия работы обслуживающего персонала.

Время пуска этих установок с момента включения ее до приема полной нагрузки не превышает 1 мин.

Компоновка ГТУ мощностью 250 л. с. фирмы Остин в передвижной электростанции на базе серийного грузового автомобиля грузоподъемностью 7 т показана на рис. 59 [81]. Газотур-

бинная установка имеет размеры 1510 × 1020 × 1300 мм и размещена в прямоугольном боксе, каркас которого образован уголками и обшит алюминиевыми листами, облицованными звукоизолирующими панелями. Три стенки бокса съемные. Воздух всасывается через жалюзи с обеих сторон верхней части кузова, затем через глушитель шума всасывания поступает в сухие сменные фильтры. Глушитель шума выпуска выполнен в виде перфорированного конуса, облицованного внутри изоляцией. Уровень шума на расстоянии 6 м от установки не превышает 90 дб.

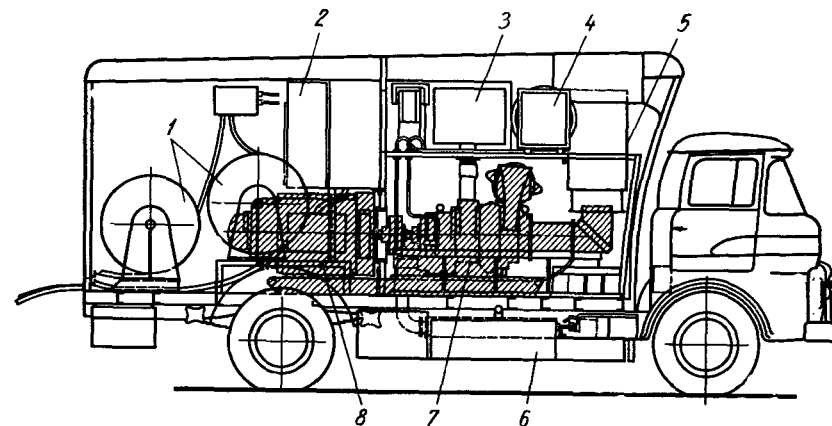


Рис. 59. Передвижная газотурбинная электростанция мощностью 250 квт фирмы Остин:

1 — кабельные барабаны; 2 — щит управления; 3 — глушитель шума всасывания; 4 — маслоохладитель; 5 — глушитель шума выпуска; 6 — топливные баки; 7 — ГТУ; 8 — генератор

Двигатель с генератором мощностью 200 ква закреплен на раме, смонтированной в пределах базы автомобиля. Таким образом, масса установки равномерно распределена между осями (база машины 3800 мм). В раме находится масляный бак емкостью 56 л. Между двигателем и генератором установлена центробежная муфта. Съемная поперечная перегородка с разъемом по оси отделяет двигатель от генератора. Бокс, в котором размещен двигатель, вентилируется вследствие эжекции воздуха выпускными газами в кольцевом зазоре на входе выпускной трубы в вертикальный глушитель шума выпуска. На крыше бокса установлен маслоохладитель с осевым вентилятором, приводимым в движение от электродвигателя. Под двигателем к раме машины прикреплено два расходных топливных бака общей емкостью 720 л. Баки пополняются из внешних емкостей при помощи переносного насоса с электродвигателем мощностью 0,5 л. с., смонтированного на полозьях и снабженного шлангами

длиной 6 м на всасывании и 15 м на напорном патрубке; шланги перевозят в ящике под рамой автомобиля. В задней части кузова расположено четыре барабана с кабелем сечения $2,5 \text{ см}^2$, длиной 90 м на каждом барабане. К потребителю энергии идут два кабеля. Время пуска установки и набора полной нагрузки 35 сек.

Двигатель А-250 фирмы Остин используют не только для привода генераторов, но и для приводов насосов, компрессоров, а также подачи сжатого воздуха для пуска авиадвигателей

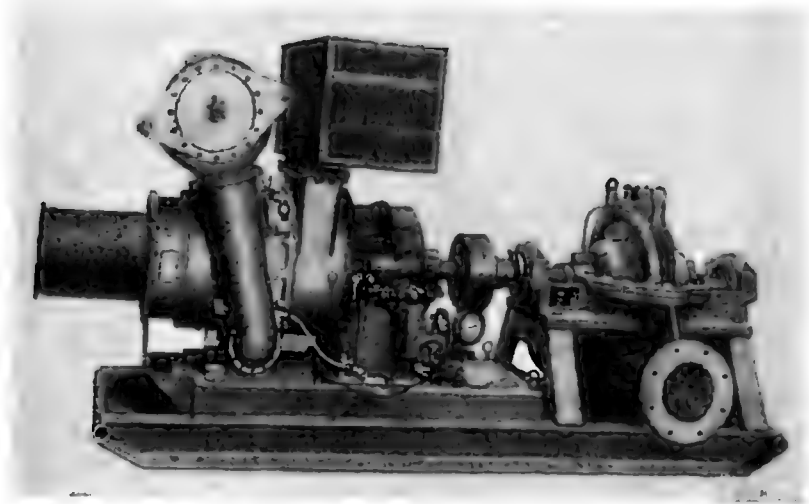


Рис. 60. ГТУ мощностью 250 кВт с водяным насосом

(рис. 60). На раме двигателя установлен топливный бак емкостью 225 л, достаточный для 1,5-часовой работы. Масса двигателя 546 кг, в том числе ГТУ с редуктором — 410 кг и рама с топливным баком — 136 кг; водяной насос — 522 кг, муфта — 45 кг, плита под двигатель и насос — 190 кг. Масса передвижной установки с водяным насосом и вспомогательным оборудованием равна 1680 кг, передвижной электростанции с генератором — 2550 кг.

Некоторые из описанных выше передвижных электростанций, установленных на шасси автомобилей, представляют собой автономные транспортабельные агрегаты, которые при длительной работе в одном пункте могут быть демонтированы с автомобиля и введены в действие как стационарные установки. Обычно эти установки монтируют на жесткой раме в виде салазок. Размещение оборудования установки мощностью 175 кВА на базе ГТУ 1S/250 фирмы Стандарт Мотор показано на рис. 61. Одновальная ГТУ соединена с генератором мощностью 140 кВт

с помощью гибкой муфты и центробежной муфты, автоматически включающейся при 1350 об/мин (число оборотов генератора 1500 в минуту). Возбудитель консольно навешен на генератор. Топливный бак емкостью 270 л расположен за возбудителем на

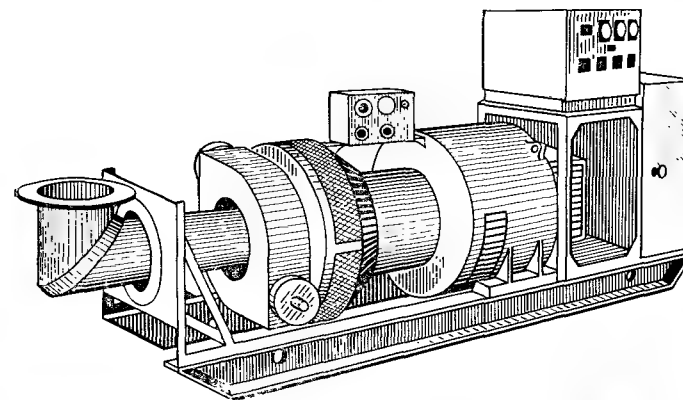


Рис. 61. ГТУ мощностью 175 кВА фирмы Стандарт Мотор

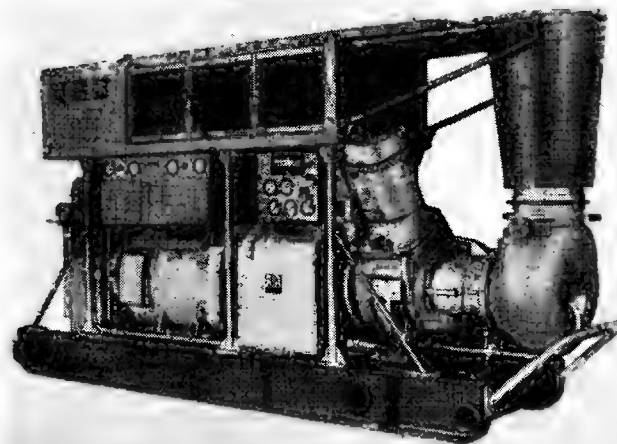


Рис. 62. ГТУ ТЕ мощностью 300 кВт фирмы Рустон

конце рамы. Запас топлива в баке обеспечивает 1,5-часовую работу установки, которая имеет две панели управления и контроля: над муфтой сцепления располагается панель управления газотурбинным двигателем, над возбудителем — панель управления электросистемой. Установку пускают электростартером от аккумуляторных батарей. Длина установки 3250 мм (с выпускной трубой 3750 мм), ширина 890 мм, высота 1510 мм.

На рис. 62 изображена портативная электростанция с ГТУ ТЕ мощностью 300 кВт фирмы Рустон. Масса станции 7800 кг. Все вспомогательные механизмы, а также фильтры для очистки воздуха размещены на общей раме. Между двигателем и редуктором, а также между редуктором и генератором установлены гибкие муфты. Глушитель шума всасывания расположен во входном патрубке компрессора. Единственное внешнее присоединение — топливный трубопровод. Масляный бак емкостью 130 л установлен внутри

общей сварной рамы для двигателя и генератора. Маслоохладитель — внешний. Аккумуляторные батареи напряжением 24 в питают стартер мощностью 10 л. с. и резервный масляный насос. На щиты приборов вынесены показания температуры газа, давления и температуры масла и индикатор включения резервного масляного насоса.

Фирма Джeneral — Электрик выпускает портативные электростанции мощностью 750 кВт на базе двигателей модели 720 мощностью 1000 л. с. Масса агрегата 5450 кг, в том числе масса двигателя без редуктора 145 кг. Электростанция может легко транспортироваться или устанавливаться на платформе грузовика.

Рис. 63. ГТУ Т-16 мощностью 100 л. с. фирмы Дейтц

Фирмой Дейтц разработаны портативные агрегаты для привода электрогенераторов и насосов на базе ГТУ Т-16 мощностью 100 л. с. Эти установки спроектированы для ручного пуска без использования каких-либо внешних источников электроэнергии.

Установка смонтирована на раме, внутренняя полость которой является масляным баком. Масляные фильтры расположены снаружи, а маслоохладитель — внутри рамы. Охлаждающим агентом служит или вода из напорной магистрали (при приводе водяного насоса), или топливо, подаваемое в камеру сгорания.

При отсутствии свободных площадей возможна компоновка ГТУ типа «наездник» (рис. 63), при которой ГТУ практически не увеличивает площади пола, занимаемой генератором.

Время с момента пуска до набора полной мощности 60 сек при ручном пуске и 20 сек при пуске с помощью сжатого воздуха.

Эта же ГТУ с пожарным насосом в зависимости от требований комплектуется насосами производительностью 2500 л/мин при напоре 80 м вод. ст., 4000 л/мин при 70 м вод. ст. или 6000 л/мин при 30 м вод. ст. Благодаря компактности и малой массе два человека могут переносить весь агрегат, смонтированный на трубчатой раме [86].

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ГТУ

В 50-е годы ряд европейских фирм и крупнейших американских концернов приступили к разработке специальных автомобильных газотурбинных двигателей. В 1948 г. английские фирмы Центракс и Ровер испытывали на стендах первые модели двигателей, а в 1950 г. первый газотурбинный автомобиль фирмы Ровер прошел дорожные испытания. Десятилетие с 1950 по 1960 гг. характеризовалось усиленными поисками оптимальных конструктивных решений и отработкой различных экспериментальных образцов двигателей в дорожных условиях. В результате у каждой фирмы наметились достаточно четкие конструктивные направления, однако серийное производство автомобильных ГТУ на сегодняшний день не освоено. Это связано в основном с конъюнктурными соображениями и сложностью перестройки налаженного многими десятилетиями производства поршневых двигателей, хотя стоимость газотурбинного двигателя не превышает стоимость поршневого при соответствующих масштабах производства.

Конструктивные особенности автомобильного газотурбинного двигателя вытекают из специфических условий его эксплуатации. Рассмотрим подробно свойства и характеристики ГТУ как автомобильного двигателя.

ГТУ имеют следующие преимущества:

1. Масса заметно меньше и в ряде моделей она не превышает 25—30% массы поршневого двигателя соответствующей мощности. Наряду с повышением грузоподъемности автомобиля сокращение массы двигателя позволяет облегчить подмоторную раму и упростить монтаж силовой установки.

2. Размеры ее составляют 25% объема поршневого двигателя. Благодаря этому компоновка двигателя проще и его можно расположить в наиболее удобных местах шасси — в задней части машины или под полом; это также облегчает доступ к двигателю.

3. Топливом может служить любое дистиллатное топливо, причем переход с одного вида топлива на другой требует незначительную регулировку системы питания. Учитывая дешевизну

низкосортных топлив по сравнению с высокооктановым бензином и даже с дизельным топливом, общую стоимость горючего для газотурбинной установки можно получить ниже, чем для поршневого двигателя, несмотря на более высокий удельный расход топлива.

4. Мощность в одном агрегате может быть поднята практически до любой необходимой для транспортных установок величины при вполне приемлемых размерах и массе. Так, двигатель 720 фирмы Джeneral — Электрик имеет мощность 1000 л. с., объем 0,25 м³; длину 1775 мм, ширину 483 мм, высоту 508 мм, массу без редуктора 145 кг. Присущее газотурбинным установкам повышение мощности при низких температурах положительно сказывается на работе в холодное время года.

5. Кривая момента в функции числа оборотов при наличии свободной силовой турбины протекает весьма благоприятно: наибольший момент соответствует заторможенному положению ротора силовой турбины — при трогании машины с места. Это позволяет в несколько раз сократить число передач в трансмиссии, а в ряде случаев для легковых автомобилей полностью исключить коробку передач и сцепление. Наряду с заметным упрощением трансмиссии облегчается и управление автомобилем. Как правило, в легковых автомобилях ограничиваются одной передачей для нормальных условий эксплуатации и другой, понижающей, для тяжелых дорожных условий — горные дороги, пески, грязь и т. п. Применение понижающей передачи способствует повышению экономичности двигателя, так как при небольших числах оборотов силовая турбина работает на нерасчетном режиме и ее к. п. д. падает. Столь благоприятное протекание кривой момента при малых скоростях движения эквивалентно повышению мощности ГТУ на 20% по сравнению с поршневым двигателем.

6. Конструкция заметно проще, чем поршневого двигателя — число рабочих элементов двухвальной ГТУ в 4—6 раз меньше, чем у шестицилиндрового карбюраторного двигателя. Режим горения у ГТУ неизменный, давление невысокое, а также отсутствуют возвратно-поступательные движущиеся массы, что обеспечивает спокойную работу двигателя на любых числах оборотов. Отсутствие крутильных колебаний благоприятно сказывается на работе трансмиссии.

7. Большой межремонтный пробег, который обеспечивается вследствие устранения трущихся частей и малыми нагрузками на подшипники. Современные авиационные и транспортные ГТУ по своему ресурсу зачастую превосходят поршневые двигатели того же назначения. Межремонтный ресурс в 5000 ч — далеко не предельный.

8. Обслуживание проще, нежели поршневого двигателя. В установке отсутствуют или упрощены ряд систем, требующих

постоянного наблюдения — система водяного охлаждения с радиатором, вентилятором, водяным насосом; постоянно действующая система зажигания (в ГТУ имеется только запальное устройство, включаемое при пуске); система топливоприготовления с карбюратором (топливный насос, форсунки и органы регулирования ГТУ хотя и сложнее, но требуют меньшего ухода).

9. Простота газотурбинного автомобиля при ремонтах меньше, во-первых, из-за увеличения межремонтного пробега, во-вторых, из-за упрощения процесса ремонта вследствие сокращения числа рабочих элементов двигателя и уменьшения их массы — установка благодаря небольшой массе может быть легко демонтирована и ремонт может выполняться в мастерской.

10. Выпускные газы ГТУ нетоксичны; вследствие большого избытка воздуха отсутствует окись углерода, они не имеют цвета и запаха, поэтому их можно использовать для обогрева кузова в зимнее время.

11. Пуск двигателя при низкой температуре воздуха практически не отличается от нормального, так как в установке нет трущихся деталей и нет необходимости в разогреве масла. Подача масла на подшипники при правильно выбранной его вязкости обеспечивается при любой температуре атмосферного воздуха. Время приема нагрузки определяется только термическими напряжениями в деталях независимо от температуры масла.

12. Расход масла в десятки раз меньше, чем в поршневых двигателях, поскольку в ГТУ меньше подшипников, отсутствуют трущиеся детали и исключен непосредственный контакт между маслом и горячим газом — благодаря этому масло в процессе работы не окисляется и не загрязняется.

13. Малая масса и размеры газотурбинных двигателей наряду с возможностью получения большой мощности в одном агрегате и дистанционным управлением позволяют использовать их на большегрузных многоприводных автопоездах с активными прицепами. Поскольку в таких поездах применяют электротрансмиссии, наиболее удобным приводом генератора служит одновальная ГТУ — более простая и надежная, чем ГТУ со свободной силовой турбиной. Так, американский автопоезд высокой проходимости грузоподъемностью 150 т, построенный фирмой Ле Турно, состоит из ведущего автомобиля и 11 прицепных платформ — двух платформ с двигательными установками и девяти грузовых. На ведущем автомобиле имеется одна одновальная ГТУ мощностью 1170 л. с. модели «Сатурн» фирмы Солар, приводящая в движение генератор мощностью 600 кВт; на двух платформах с двигательными установками смонтировано по два таких же агрегата. Таким образом, на автопоезде установлены пять газотурбинных установок с генераторами общей мощностью

3000 квт, питающими 54 электродвигателя, встроенных во все колеса поезда (диаметр колеса более 3 м).

ГТУ простого цикла со свободной силовой турбиной имеют следующие недостатки:

1. Высокий удельный расход топлива при максимальной мощности и особенно на частичных нагрузках и холостом ходу.

2. Худшую, чем у поршневых двигателей, приемистость — при нажатии на педаль подачи топлива рост мощности и увеличение числа оборотов газотурбинного двигателя запаздывает на несколько секунд по отношению к положению указанной педали.

3. Невозможность торможения двигателем из-за отсутствия механической связи между силовой турбиной и компрессором.

4. Большую пусковую мощность, требующую аккумуляторных батарей повышенной емкости.

5. Высокую окружную скорость ротора, что требует тщательной балансировки элементов, а также применения понижающих редукторов (основного и привода вспомогательных механизмов) с большими передаточными отношениями.

6. Большой объем выпускных газов, во много раз превосходящий объем выпускных газов поршневого двигателя; этим усложняется конструкция воздухозаборных и газоотводящих патрубков.

7. Турбинное облопачивание требует применения дефицитных высоколегированных сплавов.

Первые три недостатка являются принципиальными органическими свойствами ГТУ простого цикла со свободной силовой турбиной, препятствующими широкому внедрению таких установок в качестве автомобильных двигателей; остальные недостатки не служат определяющими, хотя и способствуют усложнению и удорожанию агрегата.

Рассмотрим конструктивные мероприятия, направленные на устранение первых трех недостатков.

Повышение экономичности автомобильного газотурбинного двигателя при заданной температуре газа перед турбиной достигается в первую очередь применением регенеративных схем. Только с помощью высокоэффективного регенератора можно повысить экономичность двигателя на максимальной мощности и — что еще более важно — на промежуточных нагрузках. Тем не менее, в зарубежных странах в опытной эксплуатации есть ряд автомобильных двигателей и без регенератора. Их применение вызвано или желанием накопить опыт эксплуатации автомобилей с новым типом двигателя независимо от его экономичности, или использованием этих ГТУ на автомобилях специального назначения — гоночных, спортивных, пожарных, военных или мощных грузовиках на скоростных междугородных автострадах, когда двигатель длительно работает в режиме, близком

к полной мощности. ГТУ без регенератора — это в основном установки промышленного или транспортного назначения, приспособленные для работы в качестве автомобильного двигателя, или промежуточные модели автомобильных двигателей, на которых намечается последующая установка регенератора.

Типичные регенеративные установки, работающие по простому циклу, изображены на рис. 64—70. Двигатель без регенератора показан на рис. 71.

Принципиально иное направление при разработке высокоэкономичного двигателя было выбрано фирмой Форд. Эта фирма создала первый маломощный двигатель, работающий по сложному циклу. Двигатель (рис. 72) имеет два турбокомпрессора и свободную силовую турбину среднего давления; в нем предусмотрено промежуточное охлаждение воздуха между компрессорами, промежуточный подогрев в камере горения низкого давления и регенерация тепла уходящих газов в рекуперативном теплообменнике с относительно низкой степенью регенерации (74,5%). Благодаря высокой степени сжатия, равной 16, и сложному циклу мощность на единицу массового расхода воздуха в 2 раза больше, чем в обычных ГТУ, — это снижает на 20% объем и массу двигателя [61]. Уменьшение размеров двигателя имеет далеко идущие последствия — сокращается потребляемая для пуска мощность, уменьшается время разгона ротора, т. е. улучшается приемистость двигателя. Очень малые размеры элементов определяют исключительно высокие числа оборотов роторов (для турбокомпрессора высокого давления — 91 500 в минуту).

Автомобильные ГТУ проектируют так, чтобы высокая экономичность двигателя сохранялась в диапазоне 25—50% мощности, а также на холостом ходу. В легковых автомобилях именно эти показатели и определяют общий эксплуатационный расход топлива; на максимальных нагрузках может быть допущена пониженная экономичность.

Наиболее эффективным способом повышения экономичности двигателя на частичных режимах работы является применение регенератора. Высокую экономичность на частичных нагрузках и холостом ходу можно поддерживать, сохраняя высокой температуру газа перед турбиной и высокую степень давления на этих режимах при помощи количественного регулирования расхода рабочего тела. Конструктивно это достигается при помощи изменения проточной части поворотом направляющих лопаток на входе или выходе из компрессора и сопловых лопаток турбины высокого или низкого давления.

Одним из наиболее простых способов количественного регулирования является установка дросселирующих устройств на входе в компрессор. Таким образом регулируют расход воздуха в ГТУ 2S/150 мощностью 150 л. с. фирмы Ровер (рис. 67). Во

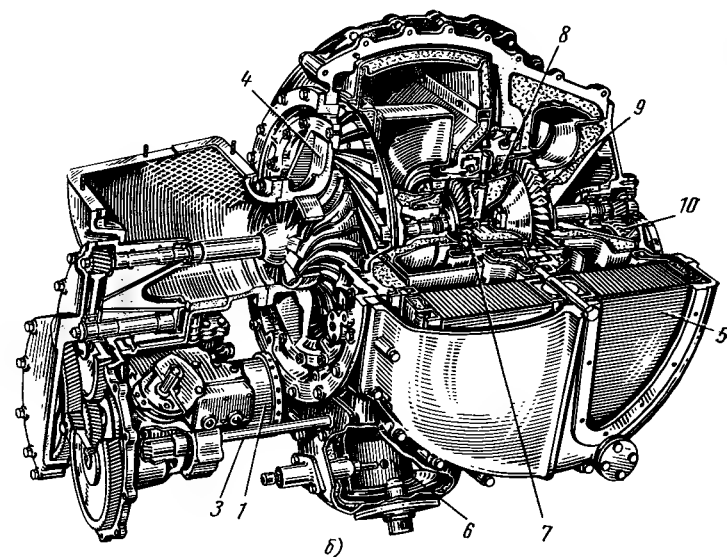
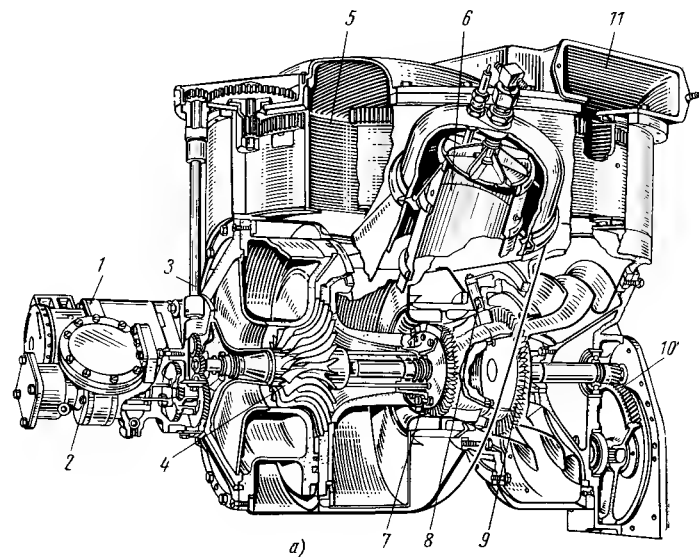


Рис. 64. Автомобильные ГТУ мощностью 140 л. с. фирмы Крайслер:

a — ГТУ CR-2A; *б* — ГТУ A-831; 1 — стартер; 2 — насос; 3 — привод регенератора; 4 — компрессор; 5 — регенератор; 6 — камера сгорания; 7 — турбина высокого давления; 8 — поворотные лопасти; 9 — силовая турбина низкого давления; 10 — редуктор; 11 — выпускной патрубок

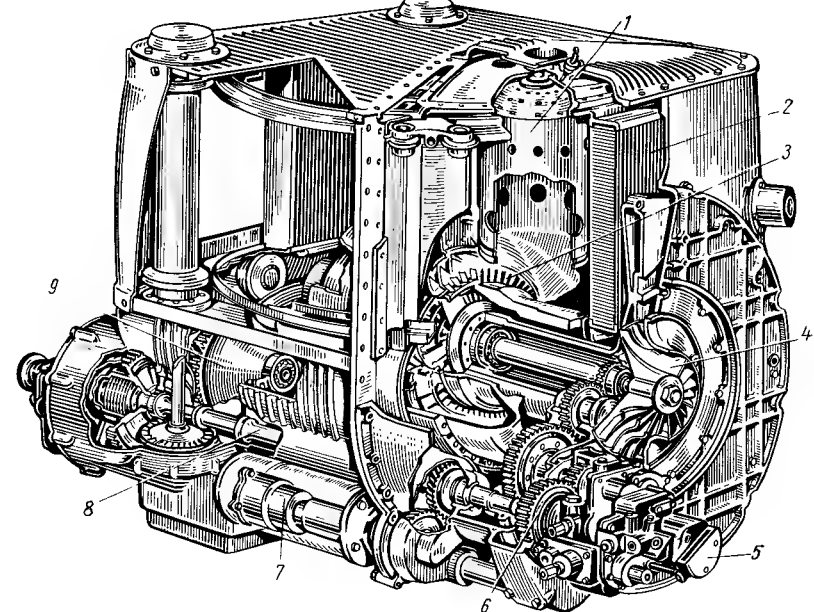


Рис. 65. Автомобильная ГТУ GT-309 фирмы Дженерал Моторс:

1 — камера сгорания; 2 — регенератор; 3 — турбины; 4 — компрессор; 5 — топливный насос; 6 — редуктор привода вспомогательных механизмов; 7 — стартер; 8 — соединительный вал с фрикционной муфтой; 9 — редуктор

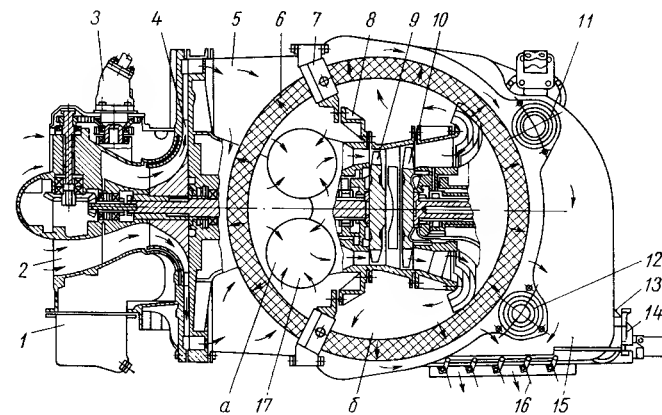


Рис. 66. Автомобильная ГТУ GT-304 мощностью 200 л. с. фирмы Дженерал Моторс:

a — полость подвода подогретого воздуха к камерам сгорания; *б* — полость выхода горячего газа из турбины; 1 — масляный бак; 2 — входной корпус; 3 — вспомогательные механизмы; 4 — компрессор; 5 — патрубок для выхода воздуха из компрессора; 6 — регенератор; 7 — уплотнение; 8 — переключатель; 9 — турбина высокого давления; 10 — турбина низкого давления; 11 — приводная шестерня регенератора; 12 — опорный валок регенератора; 13 — выпускной патрубок холостого хода; 14 — выходной вал редуктора; 15 — газосборная камера; 16 — поворотные жалюзи; 17 — камера сгорания

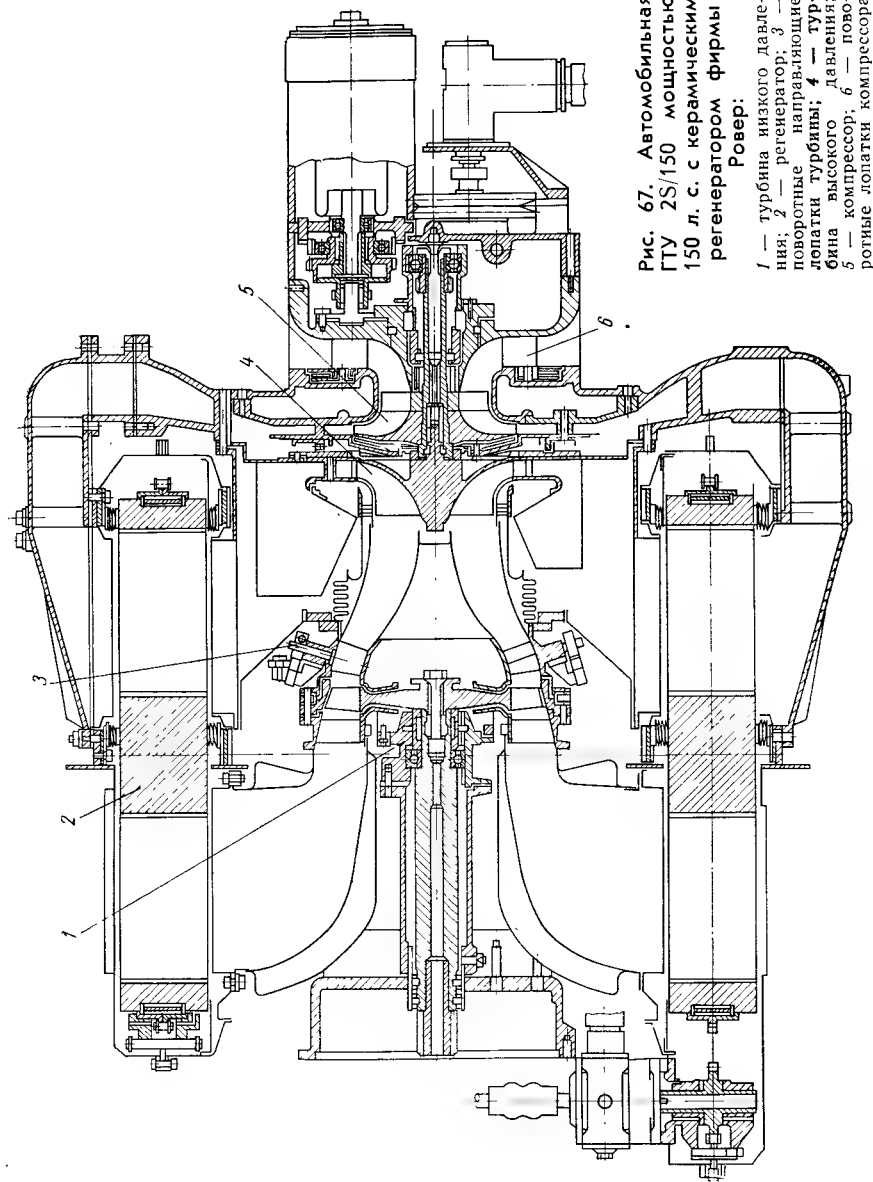


Рис. 67. Автомобильная ГТУ 2S/150 мощностью 150 л. с. с керамическим регенератором фирмы Ровер:

1 — турбина низкого давления; 2 — регенератор; 3 — поворотные направляющие лопатки турбины; 4 — турбина высокого давления; 5 — компрессор; 6 — поворотные лопатки компрессора

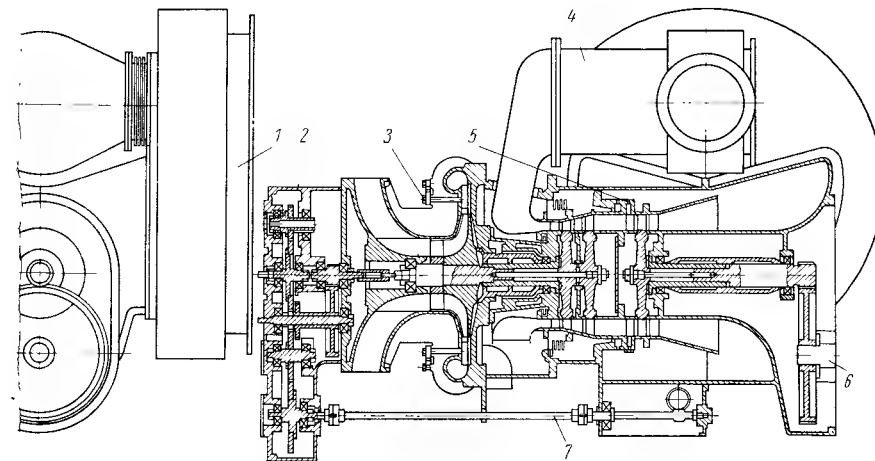


Рис. 68. Автомобильная ГТУ мощностью 300 л. с. фирмы Остин:

1 — регенератор; 2 — коробка приводов; 3 — поворотные лопатки диффузора компрессора; 4 — камера сгорания; 5 — поворотные лопатки турбины низкого давления; 6 — выходной вал редуктора; 7 — вал привода регенератора

в газотурбинных двигателях 2S/150 фирмы Ровер и ГТУ мощностью 250 л. с. фирмы Волво [38]. Наибольшее распространение получили поворотные сопла перед силовыми турбинами низкого давления. Температура газа на этом участке тракта ниже, вследствие чего поворотные лопатки можно выполнить консольными. Такие лопатки применяют в последних моделях двигателей фирмы Крайслер (рис. 64), Остин и Ровер (рис. 68 и 67) и др. В двигателе CR-2A фирмы Крайслер наличие поворотных лопаток силовой турбины позволило зону минимального удельного расхода топлива сместить к диапазону нагрузки 50—60% и приблизить к уровню, достигнутому фирмой Форд на сложной трехвальной установке.

Кроме того, применение поворотных сопел турбины низкого давления дает возможность создать тормозящий момент на валу силовой турбины.

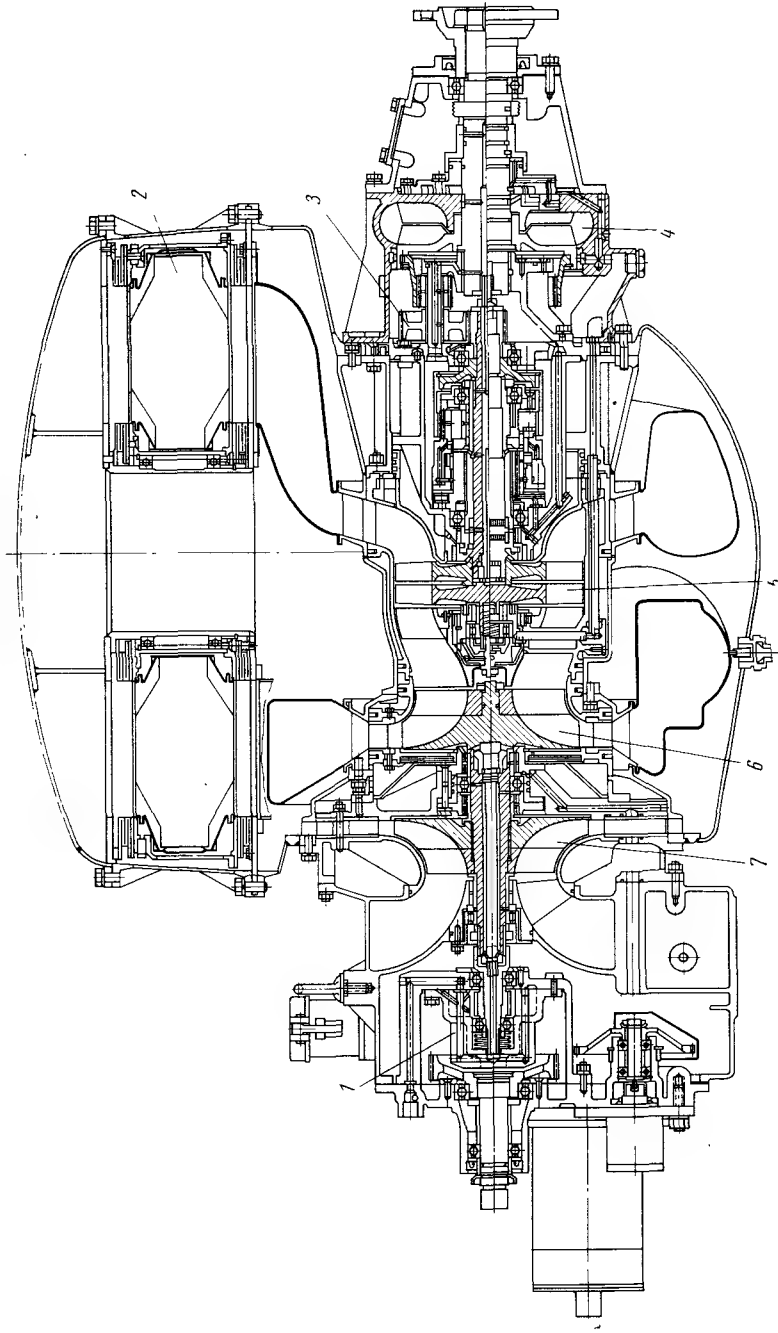


Рис. 69. Автомобильная ГТУ мощностью 250 л. с. фирмы Volvo:

1 — привод вспомогательных механизмов; 2 — редуктор; 3 — гидромуфта; 4 — турбина низкого давления; 5 — турбина высокого давления; 6 — компрессор

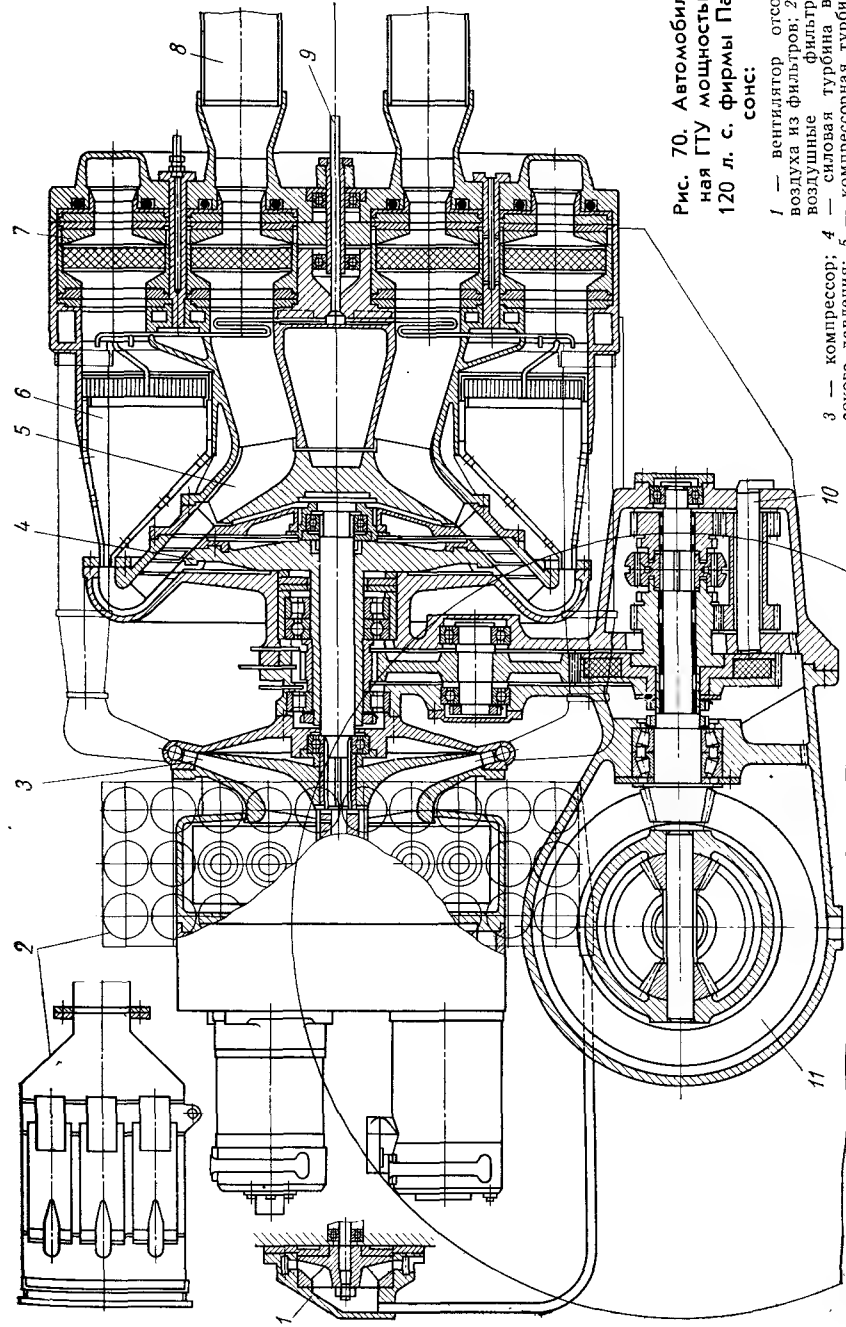


Рис. 70. Автомобильная ГТУ мощностью 120 л. с. фирмы Парсонс:

1 — вентилятор отсоса воздуха из фильтров; 2 — воздушные фильтры; 3 — компрессор; 4 — силовая турбина высокого давления; 5 — компрессорная турбина низкого давления; 6 — кольцевая камера; 7 — регенератор из четырех керамических дисков; 8 — трубопровод выпуска газа; 9 — привод регенератора; 10 — коробка передач; 11 — главная передача

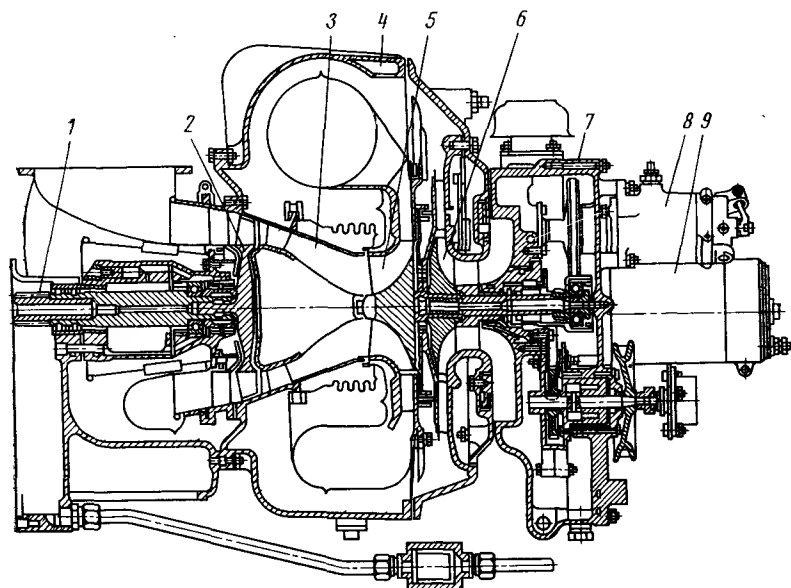


Рис. 71. Автомобильная ГТУ мощностью 150 л. с. фирмы Ровер:

1 — шестерня редуктора; 2 — силовая турбина низкого давления; 3 — промежуточный патрубок; 4 — центральный корпус двигателя; 5 — центробежная турбина высокого давления; 6 — компрессор; 7 — редуктор привода вспомогательных механизмов; 8 — топливный насос; 9 — стартер

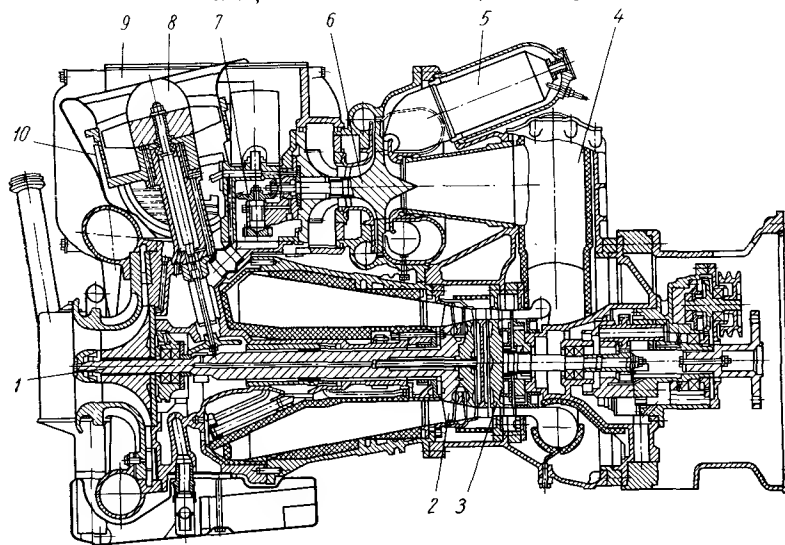


Рис. 72. Автомобильная ГТУ 704 мощностью 300 л. с. фирмы Форд:

1 — компрессор низкого давления; 2 — турбина низкого давления; 3 — турбина среднего давления; 4 — камера сгорания низкого давления; 5 — камера сгорания высокого давления; 6 — турбокомпрессор высокого давления; 7 — привод вспомогательных механизмов; 8 — вентиль воздуха охладителя; 9 — воздухоохладитель; 10 — регенератор

Следующим методом поддержания высокой экономичности на частичных нагрузках является выбор расчетной точки работы двигателя не на полной мощности, а на промежуточном режиме. Таким образом был спроектирован двигатель мощностью 120 л. с. фирмы Остин. Его расчетная точка соответствует мощности 60 л. с. В этой зоне при степени повышения давления, равной 3,0, к. п. д. компрессора наиболее высок; при максимальной мощности, когда степень повышения давления равна 4,0, к. п. д. компрессора падает.

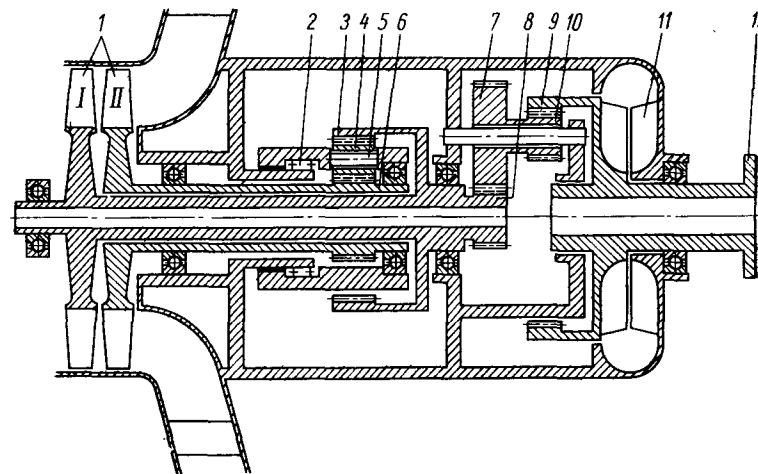


Рис. 73. Силовая турбина и передача ГТУ мощностью 250 л. с. фирмы Volvo:

1 — ротор; 2 — муфта свободного хода; 3, 4, 6—10 — шестерни редуктора; 5 — водило; 11 — гидромуфта; 12 — выходной вал

Наиболее эффективным, но и наиболее сложным способом повышения экономичности служит применение многоступенчатых схем с промежуточным охлаждением воздуха и подогревом газа. Упомянутый выше двигатель мощностью 300 л. с. фирмы Форд, кроме высокой экономичности на полной мощности, имеет наиболее благоприятное протекание зависимости удельного расхода топлива на частичных нагрузках. В этом двигателе температура газа за камерами сгорания и число оборотов турбокомпрессора высокого давления остаются практически неизменными в диапазоне 100—50% мощности; при дальнейшем снижении нагрузки эти параметры медленно понижаются.

Принципиально иным способом обеспечено поддержание высокой экономичности на промежуточных нагрузках в двигателе мощностью 250 л. с. фирмы Volvo (рис. 69) [38].

Ротор 1 силовой турбины (рис. 73) выполнен в виде двух противоположно вращающихся ступеней без промежуточного

направляющего аппарата. Ступень I связана с выходным валом 12 через редуктор, имеющий постоянное передаточное отношение, равное 8,2 (шестерни 7—10). Ступень II через шестерни 4 и 6 планетарного редуктора связана с валом ступени I. Сателлиты планетарного редуктора укреплены на осях водила 5, которое опирается на корпус двигателя с помощью подшипника скольжения. Водило имеет возможность вращаться только в одну сторону — для этого служит муфта 2 свободного хода.

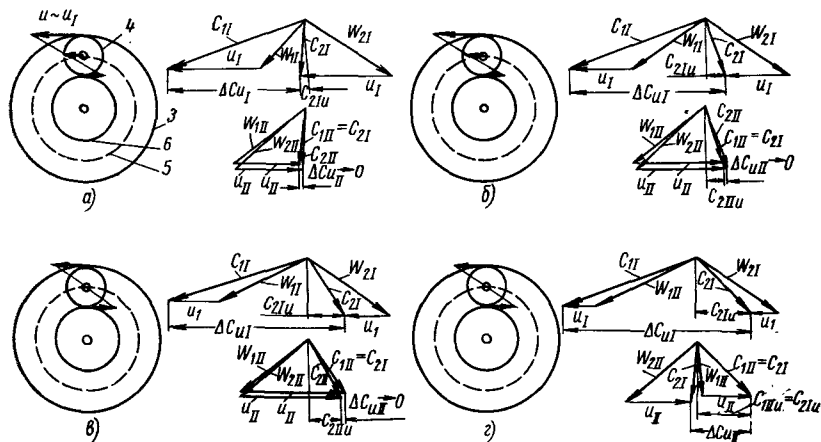


Рис. 74. Треугольники скоростей силовой турбины ГТУ мощностью 250 л. с. фирмы Волво:

а — при $\bar{n} = 1,0$; б — при $\bar{n} = 0,7$; в — при $\bar{n} = 0,5$; г — при $\bar{n} = 0,3$ (поэции см. рис. 73)

При большой скорости движения мощность вырабатывает в основном ступень I. Ступень II вращается в противоположном направлении с малым числом оборотов, развивая мощность, потребную только для преодоления трения. На рис. 74 показаны треугольники скоростей силовой турбины. Мощность пропорциональна произведению $u \cdot \Delta c_u$, а так как для ступени II $\Delta c_u \rightarrow 0$, то ее мощность равна нулю. Треугольники скоростей соответствуют точке А на рис. 75. Окружная скорость на шестерне 3 (рис. 73) значительно больше, чем на шестерне 6, поэтому водило 5 вращается с большой скоростью.

Абсолютная выходная скорость c_{21} из ступени I близка к меридиональной скорости, и значение c_{21u} очень мало.

При более низком числе оборотов силовой турбины, т. е. при пониженной скорости автомобиля, скорость c_{21u} увеличивается (треугольники скоростей на рис. 74, б, соответствующие точке В рис. 75 при $\bar{n} = 0,7$). При данном облопачивании это приводит к возрастанию скорости c_{21} и отклонению ее от осевого направления.

Между точками А и К происходят следующие изменения. Количество движения в окружном направлении на входе во вторую ступень

$$I_{вх} = mc_{21u},$$

где m — секундный массовый расход.

При уменьшении числа оборотов силовой турбины величина u_I уменьшается, что ведет к возрастанию c_{21} и, следовательно, c_{21u} .

При дальнейшем уменьшении числа оборотов изменяется также направление вектора c_{21} , а величина c_{21u} еще больше возрастает. Благодаря определенной конфигурации лопаток ступени II относительная скорость w_{21} остается неизменной.

Если количество движения на выходе из ступени II

$$I_{вых} = mc_{21u}$$

меньше, чем $I_{вх}$, появляется избыточный момент, который разгоняет колесо ступени II до тех пор, пока силы трения и потери на вентиляцию не обеспечат равенство $I_{вх} = I_{вых}$. До тех пор, пока водило имеет возможность свободно вращаться, это равенство сохраняется.

Как видно из рис. 74, б, увеличение скорости вращения колеса ступени II снижает скорость водила по сравнению с имевшей место в точке А (рис. 75).

При дальнейшем снижении скорости (рис. 74, в) возрастает величина c_{21} и вместе с нею c_{21u} . Это увеличивает окружную скорость u_{II} колеса ступени II до тех пор, пока водило не остановится (точка К на рис. 75 при $\bar{n} = 0,5$).

Затем водило должно вращаться в противоположную сторону, но этому препятствует муфта 2 свободного хода (см. рис. 73). Таким образом, при $\bar{n} = 0,5$ и менее муфта заклинивается и окружные скорости колес обеих ступеней имеют фиксированное отношение, равное передаточному отношению редуктора с шестернями 3 и 6 (при неподвижном водиле редуктор работает при постоянном передаточном числе).

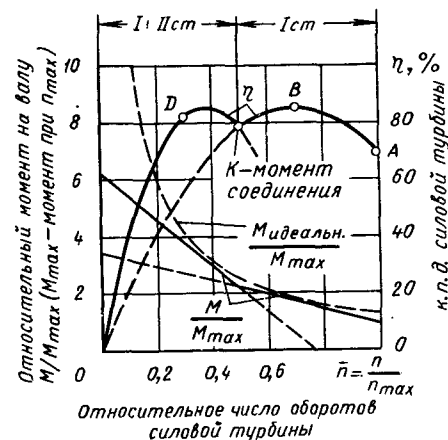


Рис. 75. Зависимость крутящего момента на выходном валу редуктора от числа оборотов силовой турбины ГТУ мощностью 250 л. с. фирмы Волво

От точки K ($\bar{n} = 0,5$) и до $\bar{n} = 0,3$ ступень II вырабатывает мощность, поскольку

$$I_{\text{выхII}} < I_{\text{выхI}} = I_{\text{вхII}}.$$

В этом диапазоне полезная мощность силовой турбины складывается из двух величин

$$\Sigma N = N_I + N_{II} \approx u_I \Delta c_{\text{ш}} + u_{II} \Delta c_{\text{шII}}.$$

На рис. 74, z представлены треугольники скоростей, соответствующие режиму $\bar{n} = 0,3$, т. е. соответствующие точке D (рис. 75).

Зависимости, приведенные на рис. 75, показывают, что использованная конструктивная схема расширяет диапазон работы силовой турбины в зоне высоких к. п. д. Там же показано протекание характеристики момента в функции числа оборотов. Благодаря высокому к. п. д. силовой турбины на малых числах оборотов крутящий момент при трогании с места почти в 6,5 раза превышает момент при максимальных числах оборотов; при обычной конструктивной схеме со свободной силовой турбиной момент при трогании с места примерно в 2 раза ниже, чем в данной схеме.

Неудовлетворительные показатели приемистости газотурбинного двигателя со свободной силовой турбиной приводят к медленному разгону автомобиля, особенно при трогании с места в первые секунды после нажатия на педаль подачи топлива. Длительное время набора мощности понижает скорость движения в городских условиях и создает опасность в аварийных ситуациях, когда во избежание столкновения необходимо внезапное ускорение машины. Худшие, чем у поршневого двигателя, показатели приемистости задерживают внедрение ГТУ в автомобильный транспорт. Для грузовых автомобилей этот показатель не столь важен, так как инерция всего автомобиля настолько велика, что большое ускорение его исключено при всех обстоятельствах. В ряде конструкций, чтобы улучшить приемистость, вводят многоступенчатые коробки передач.

Плохая приемистость свободной силовой турбины связана с тем, что при нажатии на педаль подачи топлива сначала должен набрать число оборотов генератор газа — ротор турбокомпрессора и только затем силовая турбина. Поэтому для улучшения приемистости двигателя необходимо до минимума снизить момент инерции ротора турбокомпрессора. Учитывая большую скорость его вращения, нельзя при этом исключать из рассмотрения и эффект от приводимых им в действие навешенных механизмов вместе с редуктором привода.

Для уменьшения времени разгона ротора турбокомпрессора может быть на короткий срок значительно повышена температура газа перед турбиной.

Фирма Остин, разрабатывая конструкцию низкооборотного многоступенчатого двигателя мощностью 120 л. с., преследовала цель повышения приемистости. Несмотря на относительно тяжелый ротор (две центробежные ступени компрессора и три ступени турбины), время разгона было сокращено, поскольку диаметр ротора возрос незначительно, а число оборотов, которое входит в момент инерции в квадрате, существенно уменьшено (число оборотов ротора турбокомпрессора на холостом ходу 11 000 в минуту, на максимальной мощности 22 000 в минуту).

Одним из действенных способов улучшения приемистости служит повышение числа оборотов холостого хода с тем, чтобы сократить разрыв между числом оборотов турбокомпрессора на холостом ходу и на максимальной мощности. Так, в двигателе 2S/140 фирмы Ровер эти значения составляют соответственно 40 000 и 65 000 в минуту. Для сокращения расхода топлива на холостом ходу, как указывалось выше, в этом двигателе использованы поворотные лопатки на входе в компрессор и поворотные сопла радиальной турбины высокого давления — с их помощью и достигается высокий уровень числа оборотов холостого хода.

В двигателях с поворотными соплами турбины низкого давления малый расход топлива на холостом ходу обеспечивают прикрытием сопел на этом режиме. Температура газа перед турбиной поддерживается на высоком уровне, а числа оборотов турбокомпрессора снижаются до минимума. При разгоне двигателя сопла резко открываются, противодействие в турбокомпрессоре падает и располагаемый теплоперепад на турбине высокого давления значительно возрастает. Это приводит к быстрому набору чисел оборотов турбокомпрессором. Время набора чисел оборотов от холостого хода до максимальных в двигателе CR-2A фирмы Крайслер составляет 1,5 сек.

Метод повышения приемистости двигателя путем увеличения теплоперепада на компрессорной турбине используется и в двигателях с фиксированными соплами: в момент разгона открывается обводной клапан, перепускающий газ мимо силовой турбины непосредственно в выпускной патрубок. Такими клапанами оборудованы двигатель 502-10F фирмы Боинг для гоночного автомобиля «Кертис 500D» (время разгона — 3 сек), двигатели французских фирм Соцема, Турбомека и др.

Двигатель 704 фирмы Форд, работающий по сложному циклу, вследствие малого удельного расхода воздуха характеризуется небольшими размерами роторов. Кроме того, из условия получения максимальной экономичности число оборотов турбокомпрессора высокого давления поддерживается на постоянном уровне на всех нагрузках. Таким образом, для быстрого набора мощности необходимо придать ускорение только небольшому

по массе ротору компрессора низкого давления. Этим достигается хорошая приемистость двигателя.

Невозможность торможения двигателем является принципиальным недостатком автомобильной ГТУ. Удовлетворительные тормозные характеристики автомобиля, снабженного газотурбинным двигателем, могут быть обеспечены или путем установки дополнительных тормозных устройств в пределах шасси, или специальными мероприятиями в пределах двигателя.

В качестве тормозных устройств автомобиля, компенсирующих отсутствие тормозного момента двигателя, могут быть усиленные колесные тормоза с эффективным воздушным охлаждением, центральный трансмиссионный тормоз (десятитонный

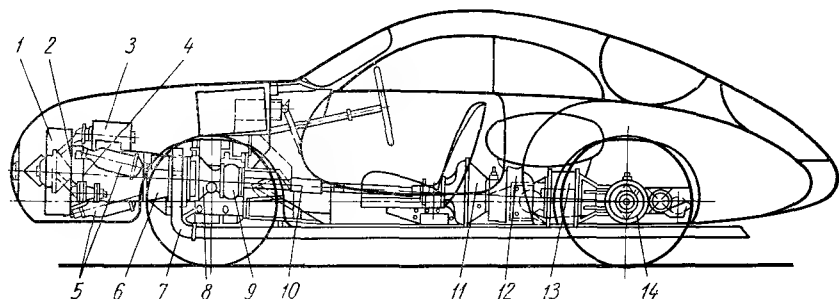


Рис. 76. Легковой автомобиль с ГТУ мощностью 100 л. с. фирмы Соцема — Грегуар:

1 — воздушный фильтр; 2 — компрессор; 3 — стартер; 4 — топливный насос; 5 — камера сгорания; 6 — турбина; 7 — выпускная труба; 8 — редуктор; 9 и 10 — карданная передача; 11 — фрикционная муфта; 12 — коробка передач с электромагнитным управлением; 13 — электромагнитный тормоз; 14 — главная передача

грузовик с двигателем фирмы Ляффли имеет трансмиссионный многодисковый тормоз с пневматическим приводом) и различные электромагнитные тормоза, в том числе замедлители на токах Фуко (легковой автомобиль с двигателем фирмы Соцема — Грегуар, рис. 76).

Весьма эффективным оказался способ торможения, примененный фирмой Боинг при испытаниях 31-тонного автопоезда с газотурбинным двигателем 502-2 мощностью 175 л. с.: перед длительным спуском включалась передача заднего хода и силовая турбина, приводимая от трансмиссии, начинала вращаться в обратном направлении. При высоких числах оборотов турбокомпрессора тормозящее действие силовой турбины оказывалось настолько большим, что автопоезд мог быть остановлен на 11%-ном уклоне, а затем начал движение в обратном направлении. Затруднения при таком способе торможения вызывает включение задней передачи при движении автомобиля вперед, но при применении коробки скоростей с планетарной передачей это можно осуществить. Недостатком этого метода

является значительная затрата горючего, так как для эффективного торможения нужно поддерживать высокие числа оборотов турбокомпрессора.

В двигателях с поворотными сопловыми лопатками турбины низкого давления торможение обеспечивается при повороте сопел в сторону, противоположную вращению силовой турбины. Угол поворота лопаток от их оптимального состояния до положения «торможение» составляет около 100°. Так же, как и в предыдущем случае тормозной момент повышается с увеличением чисел оборотов турбокомпрессора, что связано с дополнительным расходом топлива.

Компрессор двигателя может быть использован для гашения мощности торможения. Такой способ представляется наиболее целесообразным, так как мощность, потребляемая компрессором, примерно в 2 раза выше мощности на валу силовой турбины при расчетном режиме ее работы и, очевидно, в еще большее число раз выше мощности турбины с поворотными соплами при работе в режиме «торможение». Кроме того, при гашении мощности компрессором подача топлива к форсункам прекращается.

Тормозной момент, развиваемый компрессором газотурбинной установки, в 2—3 раза больше, чем у двигателя внутреннего сгорания при закрытой дроссельной заслонке. Однако, несмотря на очевидные преимущества, этот способ до последнего времени не использовался из-за сложности непосредственного механического соединения турбокомпрессора и силовой турбины. При таком соединении муфта сцепления находится в горячей зоне; кроме того, поскольку числа оборотов силовой турбины обычно ниже чисел оборотов турбокомпрессора, эффект торможения компрессора при пониженных числах оборотов недостаточен. Только в последние годы в автомобильном двигателе GT-309 фирмы Джeneral Моторс была использована описанная схема (см. рис. 65). Конструктивно соединение валов осуществляется следующим образом: от вала турбокомпрессора, как и обычно, приводится в действие редуктор вспомогательных механизмов; его выполняют более прочным и связывают с редуктором силовой турбины с помощью вала 8 с разобщительной муфтой. Эта муфта включается не только при торможении, но и на некоторых режимах работы двигателя под нагрузкой — благодаря этому поддерживается максимальная температура газа перед соплами на большинстве режимов работы двигателя.

В описанной системе торможения с помощью компрессора все тепло, выделяющееся при торможении, отводится с воздухом; это очень важный фактор, исключающий необходимость в создании специальных теплообменников или других устройств (вентиляторов, эжекторов) для отвода большого количества тепла.

В двигателе фирмы Волво при затяжных спусках используют гидродинамический тормоз (см. рис. 73), представляющий собой специальную гидромufту, ведущая часть которой связана с трансмиссией, а ведомая жестко скреплена с корпусом двигателя [38, 60]. При торможении гидромufта заполняется маслом, причем степень наполнения мufты определяет тормозной момент.

Регулировочный вентиль на магистрали заполнения мufты управляется вручную, но может быть соединен с педалями подачи топлива или тормоза.

Нагретое в гидромufте масло охлаждается в маслоохладителе, установленном на входе в компрессор. В режиме торможения воздух просасывается через теплообменник и поступает в компрессор несколько подогретым. Связанное с этим ухудшение экономичности двигателя на этом режиме значения не имеет. Температуру масла на выходе из теплообменника можно при необходимости понизить, увеличив расход воздуха путем повышения числа оборотов холостого хода. Маслоохладитель одновременно служит глушителем шума всасывания. Во избежание дополнительных потерь давления при проходе воздуха через маслоохладитель во время работы двигателя под нагрузкой вход в маслоохладитель перекрывает специальная заслонка и воздух в компрессор всасывается через другой канал, минуя маслоохладитель.

В отличие от установившихся конструктивных схем поршневых двигателей, возможности компоновки отдельных агрегатов газотурбинных двигателей настолько широки, что двигатель может иметь самую различную конфигурацию и размещаться в наиболее удобных местах кузова. Эксплуатирующиеся ныне экспериментальные газотурбинные автомобили в основном предназначены для испытаний и доводки собственно газотурбинного двигателя, поэтому они чаще всего выполнены на базе серийных моделей, приспособленных для установки нового типа двигателя. В дальнейшем, по мере разработки надежных газотурбинных двигателей с малыми габаритами общепринятая форма кузова автомобиля может коренным образом измениться.

Сложной проблемой при компоновке газотурбинных двигателей является прием воздуха и, особенно, отвод выпускных газов. Кроме того, температура внешних элементов газотурбинного двигателя существенно выше, чем поршневого двигателя с водяной рубашкой. Это требует усиленной изоляции как самого двигателя, так и соответствующих панелей шасси и кузова, а также эффективной вентиляции двигательного отсека, которая может создаваться или вентилятором, или эжекционным действием струи уходящих газов.

В легковых автомобилях проблема размещения двигателя в передней части машины под капотом иногда связана с затруд-

нениями, вызванными большой высотой газотурбинного двигателя с регенератором. Так, первые модели двигателя Крайслер (см. рис. 64, а) имели дисковый регенератор в верхней части двигателя. В последней модели двигателя А-831 (см. рис. 64, б) регенератор выполнен в виде двух дисков, расположенных по обеим его сторонам, что наряду с понижением высоты создало лучшие температурные условия работы элементов двигателя благодаря симметрии потока газа. Выпуск газа также двойной по прямоугольным коробам под полом машины. При полной нагрузке температура газа на выходе из газопровода позади машины составляет 260°С, на холостом ходу она понижается до 88°С. Глушителя шума выпуска в этой установке нет, так как регенератор препятствует проникновению во внешнюю среду шума, возникающего внутри двигателя.

В двигателе 2S/140 фирмы Ровер пластинчатый рекуператор выполнен также в виде двух секций, расположенных по обеим сторонам турбокомпрессора, в то время как в первых моделях двигателей этот рекуператор был односекционным и размещался над двигателем. Аналогичным образом выполнены и вращающиеся барабанные регенераторы двигателей GT-304 и GT-305 фирмы Джeneral Моторс. В двигателе GT-304 (см. рис. 66), установленном на гоночном автомобиле «Жар-птица II», представляет интерес система отвода выпускных газов. Во время движения машины газы из выпускных камер отводятся вниз через жалюзи 16; на холостом ходу при остановке машины жалюзи закрываются с помощью гидропривода и газы проходят по симметричным боковым патрубкам 13, а затем через трубчатые лонжероны рамы выходят в атмосферу над задними колесами. В этом автомобиле из-за малой высоты подкапотного пространства масляный радиатор, система зажигания, подогреватель и кондиционер были установлены не на двигателе, а на перегородке моторного отсека, а генератор, насос и компрессор кондиционера размещены в задней части кузова, где они приводятся в движение от коробки скоростей.

В следующей модели двигателя GT-305, установленном на гоночном автомобиле «Жар-птица III», для привода вспомогательных агрегатов использован отдельный четырехтактный бензиновый двигатель мощностью 10 л. с. Применение отдельного поршневого двигателя с постоянным числом оборотов обеспечивает неизменную производительность и мощность приводимых им в действие генераторов и гидронасосов на всех режимах работы автомобиля, а при необходимости и в период стоянки.

На грузовом автомобиле «Сомуа» массой 26 т с двигателем фирмы Турбомека из-за недостатка места под капотом теплообменники вынесены в крылья машины.

В автобусах (рис. 77) и грузовых автомобилях (рис. 78) выпускные газы можно отводить вверх по вертикальным трубам.

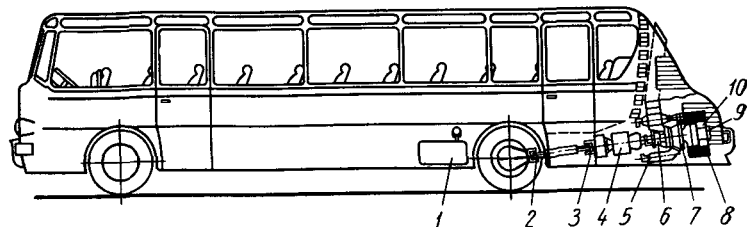


Рис. 77. Автобус с ГТУ мощностью 170 л. с. фирмы СЕТА:

1 — топливный бак; 2 — карданный вал; 3 — электромагнитный тормоз; 4 — реверсивная передача; 5 — камера сгорания; 6 — редуктор; 7 — компрессор; 8 — воздушный фильтр и глушитель шума всасывания; 9 — топливный насос; 10 — стартер

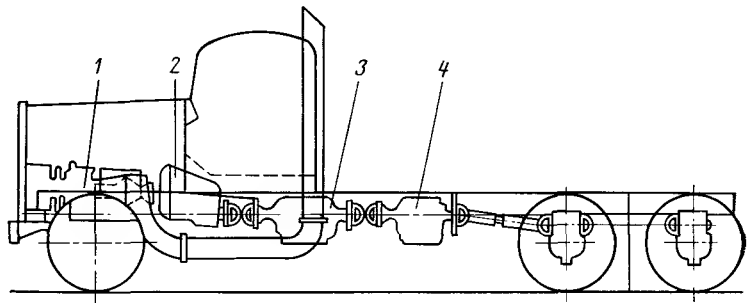


Рис. 78. 30-тонный тягач «Кенворт» с ГТУ 502-6 мощностью 175 л. с. фирмы Боинг:

1 — ГТУ; 2 — редуктор; 3 — полуавтоматический планетарный редуктор; 4 — реверсивная передача

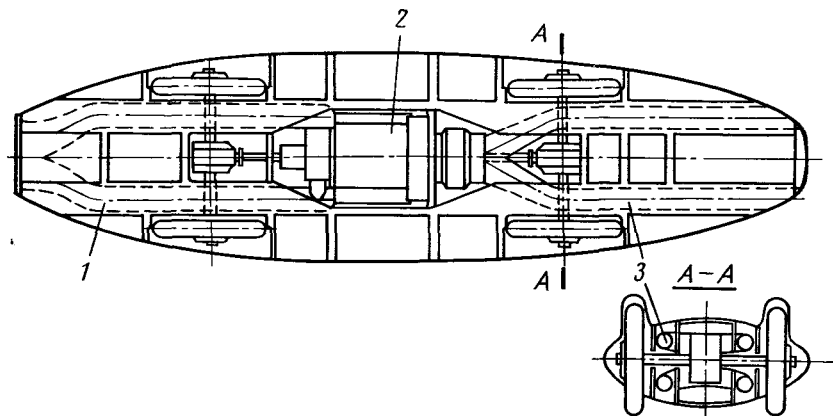


Рис. 79. Гонимый автомобиль «Синяя птица» с ГТУ «Протей» мощностью 5125 л. с. фирмы Бристоль — Сиддли:

1 — каналы для входа воздуха; 2 — ГТУ; 3 — трубопроводы для отвода газа

Кстати, неудачная конструкция выпускного трубопровода в грузовике «Кенворт» из-за повышенных сопротивлений понизила мощность двигателя и увеличила расход топлива.

Ряд описанных газотурбинных двигателей предназначен для установки на спортивных и гоночных автомобилях — этим вызваны некоторые конструктивные и компоновочные решения. Непосредственное их использование для автомобилей массового назначения, естественно, невозможно, но отдельные элементы конструкции и схемы компоновок могут быть заимствованы и учтены при разработке легковых и грузовых автомобилей с газотурбинными двигателями. Заслуживает рассмотрения гоночный автомобиль «Синяя птица», созданный фирмой Кэмпбелл — Норрис в содружестве с 69 английскими компаниями и фирмами (рис. 79) [41]. На этом автомобиле гонщик Дональд Кэмпбелл в 1964 г. установил мировой рекорд скорости 645 км/ч. Проектная скорость автомобиля 800 км/ч. Двигателем служит авиационный турбовинтовой двигатель «Протей» мощностью 4100 л. с. фирмы Бристоль. Учитывая малую продолжительность рекордного заезда (5 мин), мощность двигателя форсирована до 5125 л. с. Двигатель расположен в средней части машины. Привод от свободной силовой турбины осуществлен ко всем четырем колесам. Конструкция привода необычна и принципиально отличается от общепринятых схем. Во всех двигателях «Протей» — авиационном, стационарном, судовом — вал силовой турбины низкого давления проходит через полый вал турбокомпрессора и передает момент на редуктор, расположенный в передней части двигателя, а выпускные газы отводятся в осевом направлении. В данной конструкции выпускные газы отводятся по раздвоенному патрубку в обе стороны, а вал силовой турбины продолжен назад; таким образом мощность снимается с обоих концов вала силовой турбины. Передний и задний концы вала присоединены непосредственно к дифференциалам передней и задней оси. Воздух поступает в двигатель через одно отверстие в лобовой части кузова, а затем по двум боковым воздухопроводам с обеих сторон кабины водителя. Набегающая струя воздуха повышает его давление на входе в компрессор на 0,35 ат. Выпускные газы отводятся назад по двум двойным газопроводам круглого сечения.

Трогание с места происходит в такой последовательности: при затянутых тормозах разгоняется двигатель, затем тормоза освобождаются и двигатель набирает полную мощность в течение 5 сек.

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ ЗАМКНУТОГО ЦИКЛА

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ГТУ ЗАМКНУТОГО ЦИКЛА

В 1935 г. в Швейцарии проф. Аккеретом и д-ром Келлером был запатентован замкнутый цикл газотурбинной установки. С тех пор фирма Эшер — Висс ведет конструкторские проработки ГТУ замкнутого цикла различного назначения. Лицензии фирмы Эшер — Висс на изготовление ГТУ замкнутого цикла приобретены ведущими фирмами многих стран мира, в том числе фирмой Джон Браун (Англия), Фудзи Денки и Мицубиси (Япония), Гютехоффнунгсхютте, АЕИ и Крупп (ФРГ), Американ Тэрбин Корпорейшн, Вестингауз и Дженерал — Электрик (США).

Столь большой интерес к установкам замкнутого цикла со стороны европейских и японских фирм объясняется тем, что установки могут работать на низкосортных топливах — низкокалорийном угле, торфе, доменном газе и т. п.; американские фирмы видят в установках замкнутого цикла в первую очередь весьма перспективный двигатель для использования атомной энергии.

Схемы установок замкнутого цикла приведены на рис. 80 и 81. Газообразное рабочее тело сжимается в компрессоре 6 (рис. 80), нагревается в регенераторе 15 и затем поступает в воздушный котел 16. Нагретый в котле газ расширяется в турбине 5, затем отдает тепло в регенераторе и предварительном воздухоохладителе 7 и снова попадает в компрессор, замыкая цикл. Специальный компрессор 14 компенсирует утечки рабочего тела из системы и обеспечивает необходимый уровень давления, чем достигается изменение массового расхода и, следовательно, мощности установки.

Эта схема может быть усложнена за счет увеличения числа компрессоров, турбин, введения промежуточного охлаждения и промежуточного подогрева рабочего тела, турбонаддува в котле и т. п.

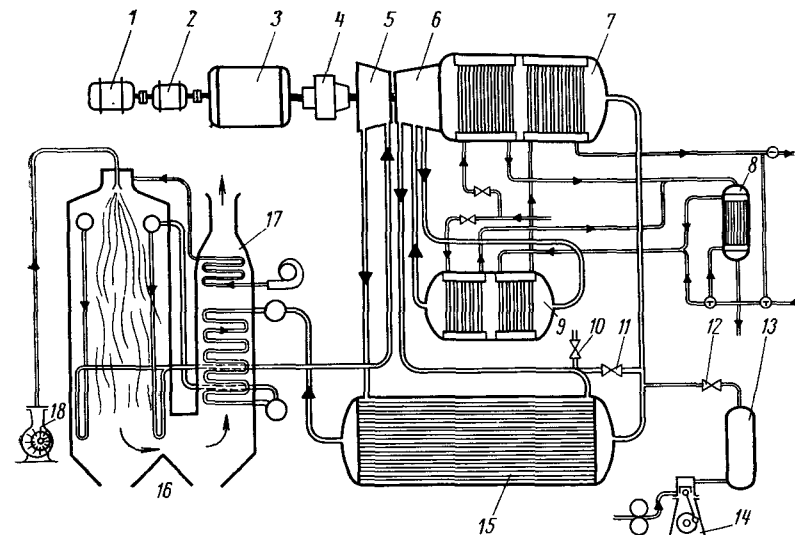


Рис. 80. Схема ГТУ замкнутого цикла с аккумулятором низкого давления:

1 — пусковой электродвигатель; 2 — возбудитель; 3 — генератор; 4 — редуктор; 5 — турбина; 6 — компрессор; 7 — воздухоохладитель; 8 — система теплофикации; 9 — промежуточный воздухоохладитель; 10 — сбросный клапан; 11 — байпасный клапан; 12 — впускной клапан; 13 — аккумулятор воздуха низкого давления; 14 — зарядный компрессор; 15 — регенератор; 16 — воздушный котел; 17 — воздухоподогреватель воздушного котла; 18 — угольная мельница

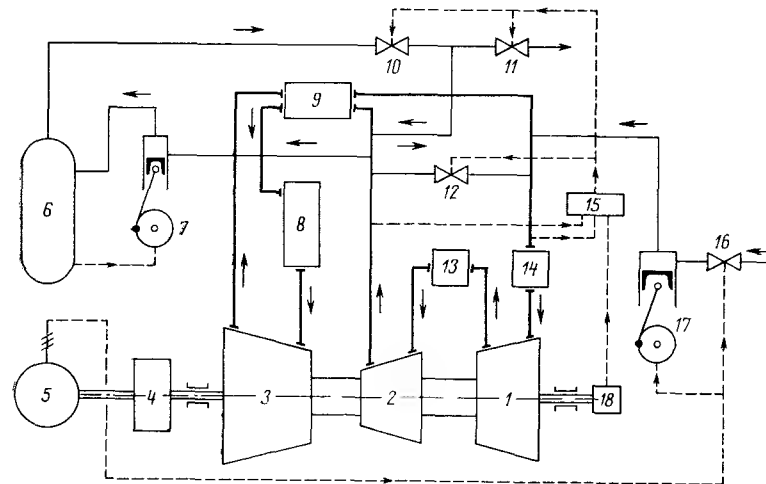


Рис. 81. Схема ГТУ замкнутого цикла с аккумулятором высокого давления:

1 — компрессор низкого давления; 2 — компрессор высокого давления; 3 — турбина; 4 — редуктор; 5 — генератор; 6 — аккумулятор воздуха высокого давления; 7 — зарядный компрессор высокого давления; 8 — воздушный котел; 9 — регенератор; 10 — впускной клапан; 11 — сбросный клапан; 12 — байпасный клапан; 13 — промежуточный охладитель; 14 — воздухоохладитель; 15 — блок системы регулирования; 16 — клапан на входе в зарядный компрессор; 17 — зарядный компрессор низкого давления; 18 — редуктор

Установки замкнутого цикла имеют ряд преимуществ: возможность использования любых видов топлива, в том числе и ядерного; высокую экономичность и сохранение ее на частичных режимах; возможность получения относительно большой мощности в одном агрегате при малых размерах турбомашин; возможность использования в качестве рабочего тела не только воздуха, но и других газов; в системе циркулирует чистый теплоноситель, не загрязненный продуктами сгорания; отдача в теплофикационную сеть значительного количества тепла; малый по сравнению с паросиловыми установками расход охлаждающей воды; мощности и экономичности установки не зависят от температуры и давления атмосферного воздуха, что является весьма важным преимуществом перед ГТУ открытого цикла; относительно малые затраты средств на капитальное строительство здания, так как наиболее громоздкий элемент установки — воздушный котел обычно размещен вне помещения станции; отсутствие органов регулирования на высокотемпературных трактах (сравни систему парораспределения в паровых турбинах), благодаря чему повышается надежность работы установки.

Установкам замкнутого цикла присущи принципиальные недостатки: большая металлоемкость и высокая стоимость воздушного котла; относительно невысокая начальная температура рабочего тела, ограничиваемая стойкостью металла труб подогревателя; обязательное наличие теплообменников — регенератора и предохладителя; большое число вспомогательных механизмов и аппаратов в системе регулирования (компрессоры для подкачки, баллоны и т. п.).

Рабочее тело может подогреваться в любом поверхностном теплообменнике, например, в атомном реакторе. По данным зарубежной печати можно использовать реакторы с жидкометаллическим теплоносителем и реакторы с газовым охлаждением. Так как жидкометаллический теплоноситель реактора не контактирует с рабочим телом, выбор теплоносителя вторичного контура может быть достаточно широк, однако нежелательно, чтобы между теплоносителями обоих контуров было сильное химическое родство, как, например, между водой и натрием. В случае нарушения герметичности теплообменника это может привести к крупной аварии.

Теоретически не исключена возможность создания атомной ГТУ на парах металлов с конденсацией или без конденсации их за турбиной. Однако наиболее перспективны для замкнутых ГТУ атомные реакторы с газовым охлаждением. Если на выходе из реактора с газовым охлаждением температура теплоносителя недостаточна для использования его в газовой турбине, имеется принципиальная возможность дальнейшего подогрева его в дополнительном огневом подогревателе, работающем на жидком,

твердом или газообразном топливе. Для этого может быть применена одно- или двухконтурная схема с расположением дополнительного котла как первичного, так и вторичного теплоносителя. При таких схемах реактор может работать с постоянной нагрузкой, а изменение мощности турбины будет обеспечиваться дополнительным котлом. К. п. д. ГТУ замкнутого цикла мощностью около 1000 кВт достигает 23—30% при умеренных начальных температурах. Такая экономичность может быть получена в первую очередь вследствие очень высокой эффективности работы теплообменных аппаратов. Так, степень регенерации в замкнутых установках при небольших размерах регенератора достигает 90—92% — величины, практически недостижимой в ГТУ открытого цикла. Большие коэффициенты теплопередачи в аппаратах обеспечены благодаря высокому давлению теплоносителя по обеим сторонам поверхности теплообмена и уменьшению размера проходных сечений, так как в системе циркулирует чистый воздух и опасность засорения поверхности отсутствует. Такой уровень экономичности в ГТУ открытого цикла может быть достигнут только при более высокой начальной температуре, развитой системе регенерации и усложненной схеме.

Сохранение высокой экономичности на частичных режимах является специфической особенностью установок замкнутого цикла; при нагрузке, равной половине и четверти от номинальной, к. п. д. составляет соответственно около 90 и 75% его максимального значения. Столь высокий уровень экономичности достигается сохранением постоянной температуры перед турбиной на всех режимах работы.

Мощность установки регулируют только изменением уровня давления рабочего тела, т. е. его массового расхода при неизменном объеме расхода.

Высокому к. п. д. на частичных нагрузках способствует также сохранение экономичности турбомашин на неизменном уровне вследствие того, что температуры и скорости во всех точках цикла не меняются и треугольники скоростей в компрессоре и турбине не искажаются.

Поддержание постоянной температуры при различных нагрузках в высшей степени благоприятно сказывается на работоспособности всех горячих элементов установки, так как они не подвержены дополнительным температурным напряжениям при нестационарных режимах работы.

В замкнутых установках по сравнению с открытыми может быть получена значительно большая мощность в одном агрегате — 50 000 и даже 100 000 кВт в результате повышения уровня давления в цикле.

В качестве рабочего тела для ГТУ замкнутого цикла можно использовать любой газообразный теплоноситель, обладающий

инертностью к конструкционным материалам, термической стойкостью и отсутствием токсичности.

Любое рабочее тело, кроме воздуха, требует специальной герметизации уплотнений в местах выхода вала из корпуса, повышенной герметичности трубопроводов и теплообменников и наличия резервуаров для выпуска и хранения газа при частичных нагрузках установки. Существенным недостатком воздуха как рабочего тела является недостаточная инертность его к конструкционным материалам. В связи с этим наблюдается коррозия теплообменных аппаратов и трубопроводов, выполненных из углеродистой стали, и циркуляция в системе частиц ржавчины, вызывающая усиленный износ лопаток турбомашин. Это явление свойственно только установкам замкнутого цикла.

Существенным преимуществом газовой турбины замкнутого цикла является возможность отдачи большого количества тепла в теплофикационную сеть без какого-либо понижения электрического к. п. д. установки. Теплофикационные ГТУ, работающие по замкнутому циклу, имеют большие возможности, чем установки, работающие по открытому циклу. Объясняется это тем, что тепло из замкнутого цикла отводится при относительно высокой температуре, а охлаждающая вода может быть непосредственно использована для теплофикации. В ГТУ открытого цикла тепло уходящих из турбины газов после регенератора может быть также утилизировано в специальных подогревателях сетевой воды, однако это связано с неизбежными потерями давления в цикле и требует дополнительных капиталовложений в громоздкий и металлоемкий аппарат, который должен работать при высоких температурах газа и быть достаточно коррозионноустойчивым, особенно при работе на сернистых топливах.

В ГТУ замкнутого цикла в отличие от установок открытого цикла эти аппараты являются органическим элементом установки и их применение не связано с дополнительными потерями давления в тракте и добавочными капиталовложениями.

Отдача тепла на 1 Мвт электрической мощности достигает в них 1,0 Гкал/ч без снижения экономичности при выработке электроэнергии. Для кратковременных периодов работы при очень низкой температуре воздуха количество отдаваемого тепла может быть увеличено в 2 раза, т. е. до 2,0 Гкал/ч на 1 Мвт, но при этом несколько уменьшается к. п. д. на клеммах генератора.

На рис. 82 дана теплофикационная схема ГТУ, работающей по замкнутому циклу, мощностью 2000 кВт фирмы Эшер — Висс. В установке предусмотрено два контура циркуляции. В первичном контуре А вода подогревается в воздухоохладителях 1 и 2 с 45 до 75°С. На напорной магистрали имеется клапан 3 с электроприводом, поджатием которого можно регулировать темпе-

ратуру воды на выходе. Горячая вода поступает в теплообменник 4, где небольшая часть тепла отбирается для отопления. Температура воды при этом падает только на 3°С. Расширительная емкость 5 служит для поддержания постоянного давления. Циркуляция воды осуществляется насосом 11. В первичном контуре предусмотрен также охладитель 13, в котором вода охлаждается до 45°С. В комплекте с охладителем устанавливается смесительный клапан 12, автоматически поддерживающий температуру на выходе из охладителя. В период летней эксплуатации в охладителе 13 отбирается все тепло, полученное водой в теплофикационных секциях воздухоохладителей 1 и 2 (тепло отбирает циркуляционная вода, прокачиваемая через охладитель 13).

Прочие потребители тепла обеспечиваются тремя вторичными контурами Б (изображен только один из них). Горячая вода поступает в напорную магистраль 6, проходит через отопительные радиаторы 7 и по обратной магистрали 8 откачивается насосом 9. Во вторичном контуре предусмотрен смесительный клапан 10, который получает импульс в зависимости

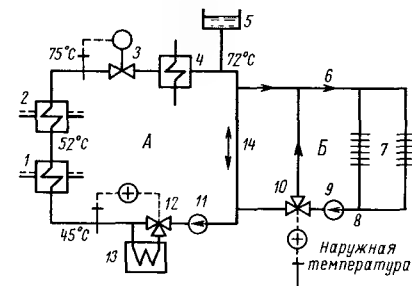


Рис. 82. Теплофикационная схема ГТУ замкнутого цикла мощностью 2000 кВт фирмы Эшер — Висс

от наружной температуры и перепускает воду в напорную магистраль. Тепло, не использованное во вторичном контуре, возвращается снова в первичный контур А. Так как контур Б замыкается на контур А, расходы воды в магистралях 6 и 8 одинаковые и производительности насосов 9 и 11 должны быть равны с тем, чтобы исключить циркуляцию в перемычке 14.

При эффективной конструкции отопительных радиаторов можно добиться низкой температуры отводимой воды, существенно понизить ее расход и уменьшить диаметры сетевых трубопроводов. Так, на предприятиях фирмы Эшер-Висс установлены радиаторы с принудительной вентиляцией, обеспечивающие нагрев воздуха до 60°С при начальной температуре воды 75°С.

Кроме того, замкнутым ГТУ присущи существенные недостатки, связанные с конструкцией воздушного котла. Для труб котла, работающих при высокой температуре, применяют дорогостоящую аустенитную сталь, но даже при этом температура циклового воздуха на выходе из котла не превышает на сегодняшний день 710°С и перспектива ее дальнейшего роста ограничена. Размеры воздушных котлов примерно соответствуют паровым котлам той же мощности. Характерной особенностью

воздушных котлов является возможность их установки вне пределов здания, поскольку опасность их замерзания исключена. Эта компоновка принята для всех стационарных ГТУ замкнутого цикла.

Воздушные котлы и система подготовки топлива имеют большее количество вспомогательного оборудования, усложняющего и удорожающего установку.

Специального рассмотрения заслуживает цикл Лафлер, основанный на совмещении двух циклов — замкнутой ГТУ и ре-

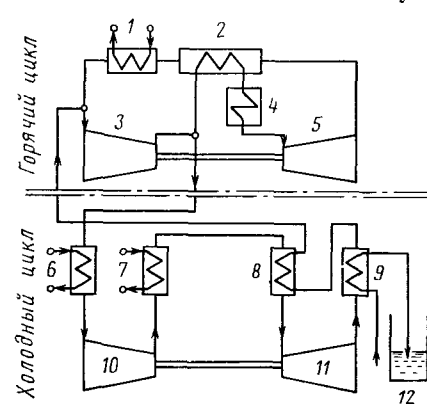


Рис. 83. Схема ГТУ совмещенного цикла Лафлер с рефрижераторной установкой для сжижения азота:

1 и 6 — предохладители; 2 — регенератор; 3 — общий компрессор для обоих циклов; 4 — гелиевый нагреватель; 5 — турбина; 7 — последующий охладитель; 8 — теплообменник; 9 — газовый сжижитель; 10 — компрессор; 11 — расширительная турбина; 12 — емкость сжиженного газа

фрижераторной установки для сжижения азота (рис. 83). Для получения температуры за турбиной, более низкой, чем она может быть обеспечена при расширении в турбине, начиная с температуры атмосферного воздуха, в схему добавлен регенератор. Если в качестве рабочего тела использован гелий, то оптимальная степень сжатия цикла невелика — порядка 1,8, что допускает применение осевого компрессора. Так как ГТУ замкнутого цикла на гелии имеет примерно такую же оптимальную степень сжатия, американский инженер Лафлер предложил совместить оба цикла, используя общий компрессор для сжатия гелия в цикле ГТУ и в цикле рефрижераторной установки. Первая

экспериментальная установка замкнутого цикла была изготовлена фирмой Эшер-Висс в 1939 г.

Основной конструктивной особенностью ГТУ замкнутого цикла является выполнение компрессора (или компрессора высокого давления при двух ступенях сжатия) в общем корпусе с турбиной при двухпорном роторе турбокомпрессора. Этот конструктивный принцип сохраняется как для радиального, так и для осевого типа компрессора. Благодаря этому отпадает необходимость уплотнять воздух со стороны наиболее высокого давления — на выходе из компрессора и на входе в турбину — и достигается высокая компактность турбомашинной группы.

В связи с высоким давлением в цикле и малым объемным расходом воздуха компрессоры для установок мощностью до 6—8 Мвт выполняют радиальными, для установок большей мощности — осевыми.

Надо отметить, что турбомашинам свойственны массивность корпусов турбин и компрессоров, диктуемая высоким давлением воздуха в цикле. Относительно малые объемные расходы воздуха определяют высокие числа оборотов турбомашин, поэтому обязательным элементом каждой машины является понижающий редуктор с большим передаточным отношением — чаще всего планетарный. Конструкции ГТУ замкнутого цикла характеризуются рядом общих решений — двухстенные корпуса турбин с внутренней изоляцией, встроенные подшипники, работающие в зоне высокого давления воздуха, высокотемпературные трубопроводы большой длины, компактные регенераторы и др.

Одной из принципиальных конструктивных проблем для ГТУ замкнутого цикла является применение подшипников скольжения, смазка которых осуществляется не маслом, а газом, циркулирующим в тракте установки. Успешное решение этой задачи откроет перспективу создания герметизированных турбокомпрессоров с одним только концевым уплотнением со стороны генератора. Особенно актуально это по данным зарубежных авторов для атомных ГТУ, работающих на гелии, утечка которого из-за высокой стоимости должна быть минимальной. Кроме того, очевидно преимущества установок, в которых исключено масло как рабочее тело и все масляное хозяйство с насосами, фильтрами, маслоохладителями, баками и т. п. Это особенно важно для атомных ГТУ с графитными материалами в реакторе, где присутствие масляных паров в теплоносителе должно быть полностью исключено.

Масло, как рабочее тело, в высокотемпературных агрегатах не удовлетворяет необходимым требованиям в связи с огнеопасностью, недостаточной термической стойкостью, кроме того, при попадании в тракт оно загрязняет проточную часть. Поэтому попытки заменить масло иной средой производятся уже длительное время. Положительные результаты в этой части достигнуты пока только в системах регулирования (гидравлические системы с водой и пневматические системы). Применение газовых подшипников будет дальнейшим шагом решения этого вопроса. Реальной предпосылкой к этому является также и то, что масса роторов в ГТУ замкнутого цикла значительно меньше, чем в паровых турбинах и установках открытого цикла, поэтому газовые подшипники, обладающие малой грузоподъемностью, могут быть использованы в первую очередь в замкнутых установках.

Проблема сведения к минимуму утечек рабочего тела актуальна для всех турбоустановок, но особое значение приобретает она для ГТУ замкнутого цикла, работающих не на воздухе, а на гелии или на ином газе. Наряду с объединением турбины и компрессора в общем корпусе и применением газовых подшипников, конструкторские проблемы уплотнения роторов могут

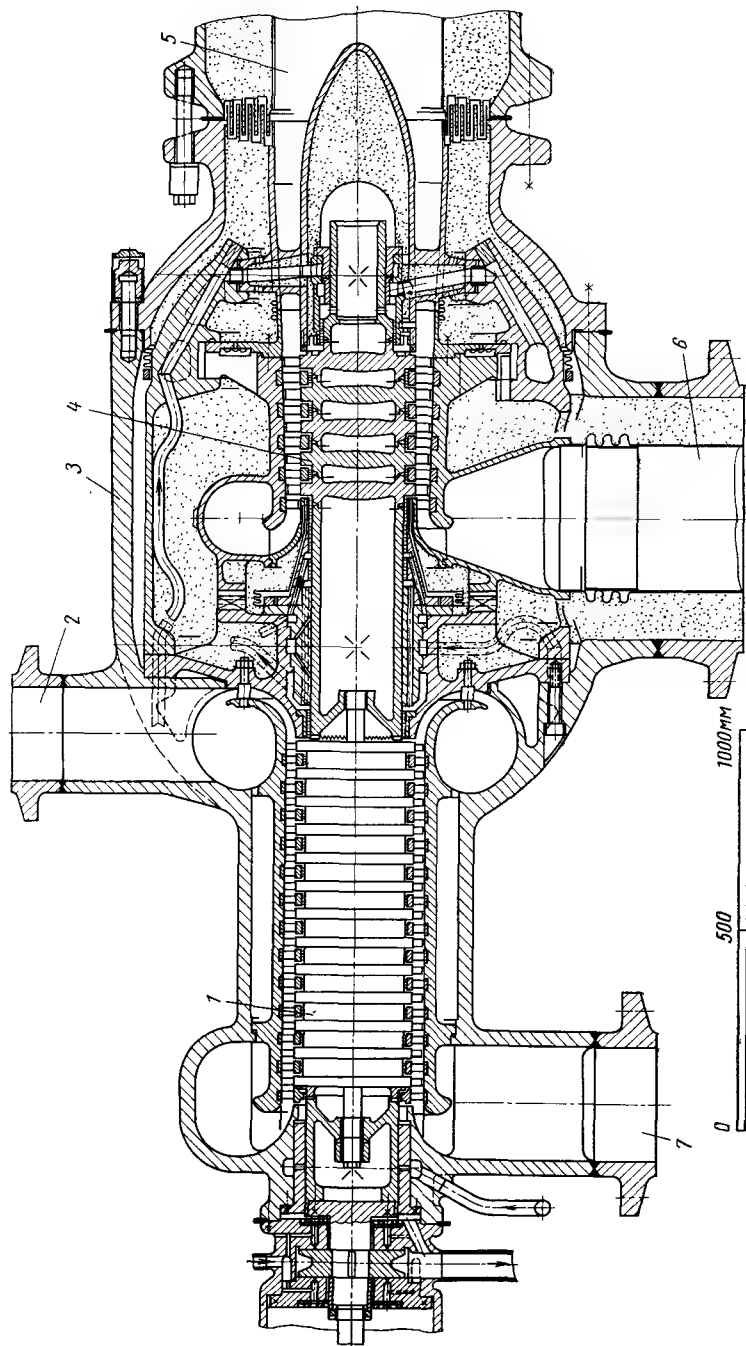


Рис. 84. Продольный разрез ГТУ замкнутого цикла фирмы Швер — Висс мощностью 10000 л. с. для судовой установки (только турбокомпрессор без силовой турбины): 1 — компрессор; 2 — выпускной патрубком компрессора; 3 — корпус турбокомпрессора; 4 — корпус турбины; 5 — входной патрубок турбины; 6 — входной патрубок компрессора; 7 — выпускной патрубок

быть значительно упрощены при исключении промежуточного воздухоохладителя. К. п. д. установки при этом падает, однако эта потеря экономичности может быть отчасти компенсирована уменьшением сопротивлений в тракте или увеличением регенератора на величину объема устраненного воздухоохладителя.

Вопросы герметизации актуальны также и для корпуса турбокомпрессора, особенно при больших давлениях в системе. Весьма перспективны конструкции корпусов турбокомпрессоров без горизонтального разреза с минимальным числом вертикальных разрезов. На рис. 84 показан проект турбокомпрессора атомной судовой ГТУ мощностью 10 000 л. с. на гелии (силовая турбина выполнена в отдельном корпусе и на чертеже не показана). Общий 13-ступенчатый ротор компрессора и 5-ступенчатый ротор турбины опираются на три подшипника с газовой смазкой. Внутренний корпус имеет горизонтальный разъем и заключен во внешний неразъемный корпус турбокомпрессора. Вертикальные разрезы дополнительно обварены для создания повышенной плотности. Герметизированный пусковой электродвигатель прикреплен фланцем со стороны компрессора (на рисунке не показан). Этим обеспечена герметичность агрегата.

Специфической проблемой замкнутых ГТУ является создание трубопроводов, работающих при больших давлениях и при высоких температурах. Протяженность трубопроводов может быть весьма значительной, так как воздушный котел или реактор размещают обычно в отдалении от турбомашинной группы. Для экономии аустенитной стали трубопроводы выполняют двухстенными: внешняя труба — из перлитной стали, внутренняя труба — из аустенитной стали. В кольцевом пространстве между трубами размещают изоляцию. Для уравнивания давления в кольцевом зазоре и во внутренней трубе последняя выполнена перфорированной. Таким образом, внешняя труба подвержена полному давлению рабочей среды, но защищена от воздействия температуры, в то время как внутренняя тонкостенная труба разгружена от давления, но омывается горячим газом.

Применение такой схемы трубопроводов в паровых турбинах затруднено из-за конденсации пара на наружной трубе и увлажнения изоляции. В замкнутых ГТУ этой опасности нет, но возникает иная опасность — попадание волокон минеральной изоляции в проточную часть. Если для установок на воздухе присутствие в тракте малого количества изоляционных материалов не вызывает нарушения нормальной работы, то в одноконтурных атомных ГТУ попадание в реактор изоляции, состоящей в основном из соединений кремния, может привести к нежелательным последствиям.

Конструкция трубопроводов для воздушных установок показана на рис. 85, а. Внешняя труба перлитная, две тонкостенные перфорированные трубы — внутренняя и средняя — из аустенит-

ной стали. Изоляция набита между наружной и средней трубами, для чего в наружной трубе предусмотрен вертикальный разъем. В зазоре между внутренней и средней трубами образуется относительно неподвижная воздушная прослойка и основной поток воздуха, проходящий по внутренней трубе с большой скоростью, не вымывает изоляцию из зоны уравнивающих отверстий.

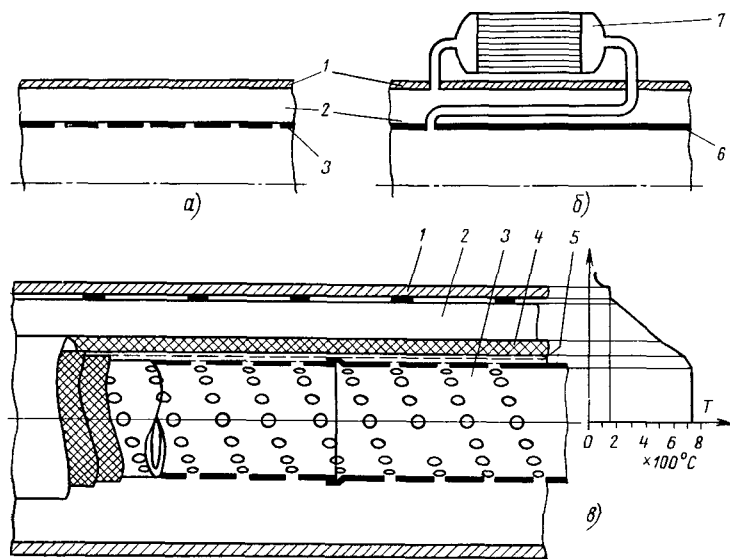


Рис. 85. Трубопроводы ГТУ замкнутого цикла:

а — с внутренней перфорированной трубой; *б* — с гладкой трубой и выносным фильтром; *в* — с перфорированной трубой, окруженной фильтрующим слоем;
1 — внешняя труба из перлитной стали; 2 — фильтрующая изоляция (минеральная шерсть); 3 — внутренняя перфорированная труба из аустенитной стали; 4 — фильтрующий слой из минерального волокна; 5 — проволоочная сетка; 6 — гладкая внутренняя труба; 7 — выносной фильтр

В установках с гелием для полного устранения попадания изоляции в тракт используют более сложные конструкции трубопроводов. На рис. 85, *б* показана схема трубопровода со сплошной внутренней трубой без перфорации. Давление по обе стороны трубы уравнивается специальным трубопроводом с выносным фильтром. Эти фильтры располагают на определенном расстоянии по тракту в соответствии с продольным градиентом давления. На продольном разрезе турбокомпрессора (рис. 84) показан трубопровод такого типа.

На рис. 85, *в* показан двухстенный трубопровод с одной перфорированной трубой, на которую уложен слой высокотемпературной минеральной изоляции в виде фильтрующей ткани. Па-

дение температуры и, следовательно, толщину этого слоя подбирают таким образом, чтобы для последующих слоев могла быть использована обычная изоляция. Во избежание уноса фильтрующей ткани между ней и перфорированной трубой укладывают несколько слоев сетки из аустенитной проволоки. Исследования, проведенные фирмой Эшер — Висс, показали, что при использовании фильтрующей ткани с длинными волокнами уноса ее в проточную часть не наблюдается.

Вследствие высокой теплопроводности гелия толщина изоляции ГТУ, работающих на гелии, должна быть увеличена по сравнению с установками, работающими на воздухе. В интервале 400—800°С теплопроводность гелия в 4—4,5 раза больше, чем воздуха, а для пористых материалов можно считать, что теплопроводность изоляции в гелиевой среде в 1,5—2,5 раза больше, чем в воздушной.

В процессе длительной эксплуатации ряда ГТУ замкнутого цикла (в Оберхаузене и Новокаширске) отмечались местные перегревы внешней трубы воздухопровода, выполненного по типу, представленному на рис. 85, *а*. Это крайне нежелательное явление объясняется тем, что со временем происходит некоторая усадка изоляционного слоя и возникают потоки воздуха, нагревающего внешнюю трубу. Количество переданного тепла невелико, но достаточно для нагрева трубы до температуры, недопустимой для перлитных сталей. Для охлаждения воздухопровода на станциях в Оберхаузене и Новокаширске внешнюю трубу заключали в рубашку и через зазор между ними прокачивалась вода. Такое решение было вынужденным: необходимо было устранить циркуляцию воздуха, нагревающего трубу, установив поперечные перегородки в кольцевом зазоре.

ВОЗДУШНЫЕ КОТЛЫ

Воздушные котлы в установках замкнутого типа используют вместо камер сгорания, применяемых в ГТУ открытого цикла. Являясь поверхностным теплообменником, воздушный котел может быть применен также и в схеме ГТУ открытого цикла вместо камеры сгорания, чтобы исключить непосредственный контакт циклового воздуха с продуктами сгорания, однако при этом вследствие низкого давления в трубках его размеры будут значительно больше, чем в установках замкнутого цикла. Но несмотря на высокий уровень давления воздуха размеры и металлоемкость котлов ГТУ замкнутого цикла весьма значительны и превышают размеры и массу турбомашин.

Конструкция котла установки мощностью 2000 кВт, работающего на угольной пыли, показана на рис. 86. В котле имеется радиационная секция, являющаяся камерой сгорания (топкой 8), и конвективная секция 15. В верхней части топки находится го-

релка 10. Сырой уголь подогревается при перемалывании в мельнице 4 и в виде пыли поступает к горелке в смеси с воздухом. Из зоны горения горячие газы проходят через нижнюю часть котла, затем идут вверх через конвективную секцию и далее в воздухоподогреватель 16. Воздух для горения подается вентилятором 17, нагревается в подогревателе, откуда часть его поступает в зону горения, а часть — к мельнице для сушки угля. В случае необходимости для регулирования температуры к мельнице может быть подан и холодный воздух. Зола и шлак удаля-

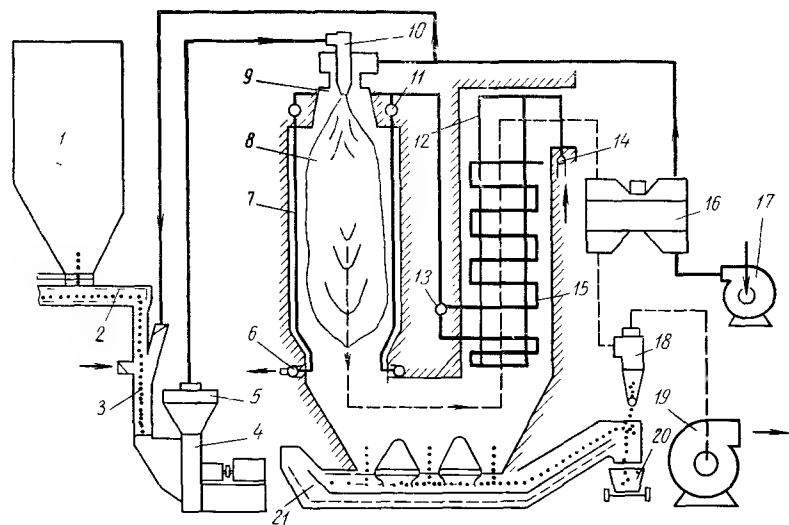


Рис. 86. Схема воздушного котла ГТУ мощностью 2000 кВт:

1 — угольный бункер; 2 — транспортер; 3 — питатель; 4 — мельница; 5 — смеситель; 6 — выходной коллектор радиационной секции; 7 — радиационная секция; 8 — топка; 9 — запальный муфель; 10 — горелка; 11 — входной коллектор радиационной секции; 12 — несущие трубы; 13 — выходной коллектор конвективной секции; 14 — входной коллектор конвективной секции; 15 — конвективная секция; 16 — воздухоподогреватель; 17 — вентилятор; 18 — сепаратор; 19 — эксгаузер; 20 — вагонетка для шлака; 21 — транспортер шлака

ют из нижней части котла, увлажняют и подают к вагонетке 20. Уходящие газы проходят дополнительную очистку от пыли в сепараторе 18 и эксгаузером 19 отсасываются в дымовую трубу. Цикловый воздух поступает из регенератора установки во входной коллектор 14 и по петлеобразному пучку труб в конвективной секции проходит к выходному коллектору 13, нагреваясь теплом уходящих газов. Из этого коллектора через внешние необогреваемые трубопроводы воздух попадает во входной коллектор 11 радиационной секции, откуда по трубам, расположенным вдоль стенок топки, проходит вниз — к выходному коллектору 6. Далее воздух поступает непосредственно в турбину.

В описанной выше схеме цикловой воздух последовательно проходит через конвективную и радиационную секции. Другой вариант схемы, так называемый английский, в котором — в отличие от описанного немецкого варианта — воздух проходит параллельно через обе секции и смешивается в выходном коллекторе. Каждый вариант имеет свои положительные и отрицательные стороны. Так, при параллельном токе воздуха его температура на входе в радиационную часть ниже, что позволяет допустить более низкую скорость воздуха внутри трубок и снизить потери давления без опасения перегреть стенку трубы в пределах радиационной части. Однако средняя температурная разность между воздухом и продуктами сгорания на всем тракте существенно ниже, чем при последовательном токе воздуха, что значительно увеличивает издержки на аустенитные трубы. Кроме того, при параллельном включении секций необходим специальный регулировочный орган для разделения потока.

В радиационной секции котла, работающего на пылеугольном топливе, воздуху передается около 70% тепла, остальные 30% — в конвективной.

Так как горелки устанавливают около оси камеры, сечение топки выполняют круглым или восьмиугольным, чтобы расстояние от горелок до стенок камеры было примерно одинаковым. Число горелок зависит от размеров камеры. В центре обычно устанавливают запальную горелку, которая работает на жидком топливе или на газе и обеспечивает не только зажигание пылевидного топлива, но и работу установки на малых нагрузках — примерно до 10% номинальной.

На рис. 87 показаны два типа горелок. К горелке простого типа топливо подается по центральному каналу, приобретает вращательное движение в завихрителе и распыливается вторичным воздухом, который проходит по внешней кольцевой трубе. С помощью поворотных лопаток вторичный воздух закручивается в противоположном направлении, благодаря чему обеспечивается хорошее перемешивание пыли и стабильность горения.

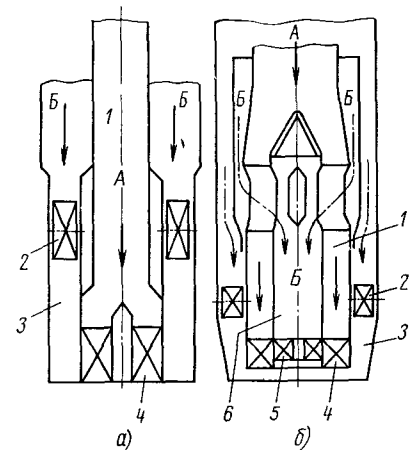


Рис. 87. Горелки для сжигания пылеугольного топлива:

а — простая горелка; б — двухконтурная горелка; А — смесь угольной пыли с воздухом; Б — вторичный воздух; 1 — внутренняя труба; 2, 5 — завихритель с поворотными лопатками; 3 — кольцевая труба; 4 — неподвижный завихритель угольной пыли; 6 — внутренняя воздушная труба

При частичных нагрузках закрутку воздуха увеличивают поворотом лопаток на больший угол (рис. 87, а).

Горелка, изображенная на рис. 87, б, предназначена для сжигания углей с большим количеством летучих; в центральной ее части предусмотрен канал для подачи воздуха.

Радиационная часть котла облицована с внутренней стороны трубами, расположенными на некотором расстоянии от стенки. Зазор между трубами составляет 0,3—1,3 наружного диаметра трубы. Через зазоры стенка котла освещается пламенем и благодаря чему тепловая нагрузка по периметру трубы уравнивается и температурные напряжения в стенках труб уменьшаются. Стенка котла выполнена из теплостойкой изолирующей обмуровки и снаружи обшита листами из углеродистой стали. Температура на внешней поверхности котла около 70°С.

Для снижения температуры стенки трубы в радиационной части котла продукты сгорания и цикловой воздух имеют прямоточное течение.

Одной из определяющих характеристик котла является температура продуктов сгорания на выходе из радиационной части (на входе в конвективную часть). Эта температура не должна превышать выбранного предела (порядка 900—1000°С) во избежание перегрева трубного пучка конвективной секции, выполняемого обычно из неаустенитных материалов. Температура эта зависит не только от теплонапряженности топочного объема, но и от абсолютных размеров камеры. При неизменной форме поперечного сечения камеры (обычно восьмиугольник) по мере увеличения объема отношение поверхности нагрева к объему уменьшается и при заданной теплонапряженности температура газа на выходе из камеры растет вследствие недостаточности охлаждающей поверхности. Поэтому абсолютный объем камеры приходится ограничивать определенной величиной и в котлах мощных установок выполнять две или более параллельные радиационные секции.

Примером многокамерной системы может служить котел с двумя радиационными секциями для установки мощностью 13 Мвт в г. Оберхаузене (рис. 88).

Условия работы котла будут лучшими, если используют не каменный уголь, а менее калорийное топливо — бурый уголь, торф или смесь твердого топлива с рудничным или доменным газом. В этом случае температура пламени (интенсивность его излучения) и, следовательно, температура стенки трубы будут заметно ниже, поэтому для низкосортных топлив можно увеличить теплонапряженность топочного объема и в ряде случаев, несмотря на большой объем камеры, применять не двух-, а однокамерный котел. Такое решение принято для установки мощностью 10—12 мвт в Новокаширске, работающей на буром угле

с $Q_p^H = 2500$ ккал/кг. В котле имеется одна радиационная секция, хотя по объему камеры сгорания этот котел не отличается от двухсекционного котла установки в Оберхаузене. Температура пламени при сжигании бурого угля на 150—200°С ниже, чем каменного.

Для поддержания температуры стенки трубы в конвективной секции котла не более 580°С, т. е. при уровне, допускающем применение ферритных материалов, максимальная температура

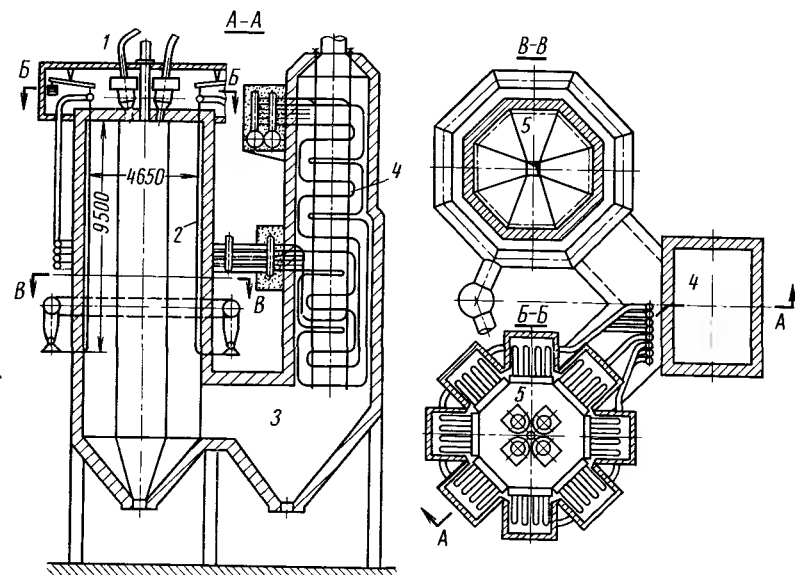


Рис. 88. Схема воздушного котла ГТУ мощностью 13 000 кВт:
1 — горелки; 2 — трубный экран; 3 — канал отвода газа от радиационных секций к конвективной; 4 — конвективная секция; 5 — топка

воздуха на выходе из конвективной секции не должна превышать 500°С. Наиболее высокую температуру имеют первые ряды труб, которые омываются продуктами сгорания с температурой 900—1000°С. Излучение газа при такой температуре еще весьма значительно. Для предохранения труб от перегрева во входном коллекторе 14 конвективной секции (рис. 86) поток воздуха раздвоен. Основная часть воздуха противотоком проходит по петлям трубного пучка в выходной коллектор 13; меньшая часть из входного коллектора по ряду вертикальных труб 12 поступает в начальную часть конвективной секции и далее по нескольким петлям уже в прямоточном направлении — в тот же коллектор 13. Благодаря этому наиболее горячий газ на входе в конвективную секцию встречается с относительно холодным

воздухом и температура стенки трубы не выходит за пределы допустимой. Аналогичный эффект в некоторых установках достигается благодаря тому, что весь воздух проходит сначала в противоточном направлении, а затем в нескольких последних витках — в прямоточном (рис. 88).

Температура циклового воздуха на входе в конвективную секцию составляет около 400°C . Продукты сгорания покидают котел с температурой на $70\text{--}100^{\circ}\text{C}$ выше температуры входящего воздуха и затем идут в подогреватель (чаще всего вращающийся, типа «Юнгстрем») для нагрева воздуха для горения. За подогревателем уходящие газы обычно проходят дополнительную очистку в специальных сепараторах.

Воздушные котлы стационарных ГТУ имеют низкую тепловую напряженность, большие размеры и значительную толщину керамической обмуровки. Так как скорость прогрева обмуровки должна быть невелика во избежание ее разрушения, время розжига и прогрева котла до принятия номинальной нагрузки исчисляется обычно несколькими часами.

Уменьшение толщины обмуровки и улучшение внешней изоляции котла могут дать определенный эффект для ускорения прогрева. В принципе же применение керамической обмуровки не является наилучшим конструктивным решением, так как тепловая инерционность обмуровки при всех обстоятельствах будет ограничивать скорость пуска. Очевидно, в дальнейшем будут сделаны попытки создания воздушного котла со специальным охлаждением камеры сгорания или другими конструктивными мероприятиями, исключающими необходимость использования толстой керамической обмуровки.

Так, японский концерн Мицуи по лицензии Эшер — Висс изготовил судовую ГТУ мощностью $10\,000\text{ л.с.}$ Котел состоит из восьми отдельных секций небольшого размера. Благодаря малому размеру каждой камеры объемная теплонапряженность котла очень высокая — $1,65\text{ Гкал}/(\text{м}^3\text{ч})$, т. е. в $11\text{--}15$ раз выше, чем в стационарных установках; теплонапряженность сечения $0,4\text{ Гкал}/(\text{м}^2\text{ч})$.

Положительные результаты, достигнутые в создании форсированного котла для судовой ГТУ, могут быть использованы при дальнейшей разработке котлов стационарных установок.

РЕГУЛИРОВАНИЕ И ПУСК ГТУ ЗАМКНУТОГО ЦИКЛА

Как указывалось выше, мощность ГТУ замкнутого цикла регулируют изменением давления воздуха. Воздух в систему подается специальным компрессором, развивающим давление, более высокое, чем нижний уровень давления в цикле при максимальной нагрузке. Принципиальная схема регулирования ГТУ замкнутого цикла представлена на рис. 80. Компрессор 14 под-

качивает воздух в ресивер, являющийся аккумулятором 13, откуда воздух при возрастании нагрузки поступает через впускной клапан 12 в точку с низким давлением — на вход предохладителя 7. При уменьшении нагрузки воздух стравливают в атмосферу через сбросной клапан 10.

При резком падении нагрузки, вызванном аварийными обстоятельствами, или при кратковременном сбросе нагрузки с последующим набором ее воздух идет мимо турбины через байпасную магистраль с клапаном 11, соединяющую сторону высокого давления компрессора со стороной низкого давления. При этом мощность установки может быть снижена до нуля, а затем восстановлена до исходного значения без изменения давления в цикле. Байпасируемый воздух можно вводить на вход регенератора, на вход предварительного охладителя или непосредственно на вход компрессора. При вводе байпасируемого воздуха на вход предварительного охладителя возрастает количество тепла, отводимое в этом аппарате; таким способом можно заметно увеличить отвод тепла с сетевой водой для теплофикации и установить желаемое соотношение между тепловой и электрической нагрузками.

В схеме регулирования с аккумулятором низкого давления при возрастании нагрузки воздух из аккумулятора подают в линию низкого давления, что приводит к кратковременному увеличению мощности, потребляемой компрессором, и падению мощности установки. При работе на общую сеть это кратковременное ухудшение динамических характеристик может быть допущено, но при автономной работе установки оно крайне нежелательно. Поэтому в установках, предназначенных для автономной работы, повышение мощности должно обеспечиваться подачей сжатого воздуха в линию высокого давления — за компрессором.

По такой схеме выполнена система регулирования ГТУ мощностью 2000 кВт в Равенсбурге (см. рис. 81). Компрессор подкачки низкого давления питает линию низкого давления, а компрессор подкачки высокого давления берет воздух за цикловым компрессором ($p = 27\text{ ат}$) и подает его в аккумулятор высокого давления ($p = 40\text{ ат}$). Таким образом, осуществляется трехступенчатое сжатие воздуха для системы регулирования — в компрессоре подкачки низкого давления, в цикловом компрессоре и в компрессоре подкачки высокого давления, который работает периодически — включается при падении давления в аккумуляторе ниже 32 ат и выключается при достижении 40 ат .

Динамические характеристики подобной схемы вполне удовлетворительны, так как при набросе нагрузки воздух из аккумулятора высокого давления срабатывает в турбине, а затем попадает в компрессор, благодаря чему создается избыточная мощность установки. Дополнительный компрессор подкачки,

аккумулятор высокого давления и специальная арматура существенно усложняют установку.

Компрессоры системы регулирования в современных установках выполняют винтовыми, типа «Лисхольм». Поршневые компрессоры, используемые в первых установках, оказались недостаточно надежными. Производительность компрессора должна обеспечивать не только подачу воздуха для увеличения давления в системе, но и компенсировать утечки через концевые уплотнения турбомашин, составляющие около 1% массового расхода воздуха.

Так как конечное давление за компрессором подкачки достигает 7—10 и даже 13 ат, сжатие воздуха осуществляют обычно в двух-трех последовательно расположенных винтовых компрессорах с промежуточным охлаждением между ними. Числа оборотов винтовых компрессоров — около 10 000 в минуту.

Компрессоры подкачки выполняют чаще всего в виде двух или трех параллельно работающих групп, одна из которых по своей производительности обеспечивает компенсацию утечек при стационарном режиме работы установки, а оставшиеся одна или две группы служат для подачи воздуха при наборе нагрузки. В установке мощностью 2000 кВт в Ротсе компрессор приводится в движение двухскоростным электромотором мощностью 46/92 л. с.; компрессор при малой скорости вращения восполняет утечки, при большой скорости — подает воздух для набора мощности.

Особое внимание обычно уделяют очистке подкачиваемого воздуха от масла и влаги, так как в случае недостаточной эффективности сепараторов на лопатках турбомашин появляются отложения, заметно понижающие к. п. д. проточных частей.

Производительность компрессора ГТУ мощностью 2000 кВт составляет 0,24 кг/сек (расход воздуха в цикле 24,4 кг/сек); производительность каждой из трех групп компрессоров ГТУ мощностью 13 000 кВт — по 0,57 кг/сек при давлении 13 ат (расход воздуха 129,3 кг/сек, минимальное давление 8 ат).

Время пуска ГТУ замкнутого цикла определяется условиями прогрева воздушного котла. Опыт эксплуатации установки в Равенсбурге показал, что рост температуры обмуровки котла более чем на 300 град/ч может разрушить ее. Такая скорость прогрева обеспечивает пуск из холодного состояния в течение 3—4 ч до момента включения генератора в сеть. Повторный пуск при неостывшей обмуровке производится значительно быстрее — после 48-часовой остановки время пуска уменьшается до 1,5 ч, после 12-часовой остановки — до 20 мин. Таким образом, не исключается возможность применения ГТУ замкнутого цикла для несения пиковой нагрузки.

При пуске ГТУ мощность 2000 кВт из холодного состояния для розжига котла и прогрева установки расходуют 2000—

2500 л топлива; суммарная мощность электродвигателей в течение первого часа 100—150 кВт, в течение второго часа 150—200 кВт. При пуске установки после 48- и 12-часовых остановок расход топлива соответственно уменьшается до 800 и 150—200 л.

В установках, введенных в эксплуатацию в последние годы (ГТУ мощностью 10 000 кВт в Новокаширске и 13 000 кВт в Оберхаузене), время пуска из холодного состояния до набора полной нагрузки также составляет около 4 ч.

КОМПРЕССОРЫ

ТИПЫ КОМПРЕССОРОВ

В газотурбостроении нашли применение только два типа компрессоров — осевой и центробежный. Объемные компрессоры в связи с низким к. п. д., малой их производительностью и сложностью конструкции в газотурбостроении не используются, хотя попытки создания ГТУ с объемным винтовым компрессором типа «Лисхольм» были предприняты фирмой Эллиот в конце 40-х годов. Винтовым компрессорам присущи также низкие числа оборотов — существенно ниже оптимальных чисел оборотов турбины. Это требует применения понижающей передачи между турбиной и компрессором или создания многоступенчатых низкооборотных турбин. Объемные компрессоры поршневого типа используют только в газотурбинных установках со свободнопоршневым генератором газа (СПГГ).

Осевые компрессоры характеризуются высоким к. п. д., достигающим в наиболее совершенных конструкциях 88—90%, и большой производительностью (в настоящее время проектируют компрессоры производительностью более 450 кг/сек). Степень повышения давления в осевых компрессорах может быть доведена до 7—8 при окружной скорости на периферии лопаток порядка 300—320 м/сек. Осевые компрессоры имеют также высокие числа оборотов, хорошо согласующиеся с оптимальными числами оборотов турбины, и относительно малый диаметр корпуса. Недостатками осевых компрессоров является сложность производства большого числа лопаток, склонность к загрязнению, уязвимость лопаток при попадании в проточную часть взвешенных в воздухе твердых частиц и влаги, а тем более посторонних предметов: гаек, винтов, шайб и т. п. (ГТУ в отличие от паровых турбин имеют большое количество мелких крепежных деталей, причем их обрывы и попадание в проточную часть турбомашин не являются исключительными случаями). Следы на профильной части лопаток, оставшиеся после выведения забойн и других повреждений, могут ухудшить к. п. д. компрессора.

Положительные качества осевых компрессоров обусловили их повсеместное применение в ГТУ всех типов и назначений, за исключением отдельных областей, где использование центробежных компрессоров более целесообразно.

Центробежные компрессоры по сравнению с осевыми дешевле в изготовлении, прочнее, проще и менее подвержены загрязнению. Основной недостаток центробежных компрессоров — низкий к. п. д., редко превышающий 80—82%, а также большой диаметр корпуса. Степень повышения давления в одноступенчатом компрессоре обычно составляет 3,5—4,0, хотя имеются отдельные конструкции с очень большой окружной скоростью (более 500 м/сек), в которых степень повышения давления достигает 6,5 (при к. п. д. порядка 76%). В двухступенчатых центробежных компрессорах степень повышения давления может быть поднята до 7, но в связи с многократными поворотами потока воздуха в пределах проточной части их к. п. д. ниже, чем одноступенчатых, и обычно не превышает 75—76%. Центробежные компрессоры с числом ступеней более двух применяются лишь в специальных установках.

Так как к. п. д. компрессора в очень большой степени определяет экономичность, мощность, размеры и стоимость ГТУ в целом, центробежные компрессоры используют только в тех установках, где применение осевого компрессора по каким-либо причинам нецелесообразно. В первую очередь это относится к ГТУ малой мощности (ориентировочно до 300 кВт) с небольшими расходами воздуха; осевые компрессоры для этих установок с очень малыми высотами лопаток трудны в изготовлении, уязвимы в эксплуатации и из-за относительно больших радиальных зазоров имеют пониженный к. п. д.

Центробежные компрессоры применяют также в различных установках аварийной службы и в специальных ГТУ, основными качествами которых должны быть простота, дешевизна, малая масса или возможность работы при сильно запыленном воздухе; как правило, эти установки также имеют малую мощность. Однако фирма Кларк создала ГТУ CS-25 мощностью 2500 кВт с центробежным компрессором. Основным требованием при создании этой установки была простота конструкции, надежность, малая начальная стоимость, длительный ресурс, а также простота ревизии и обслуживания.

Наконец, центробежные компрессоры применяют в ГТУ замкнутого цикла, в которых благодаря высокому давлению в цикле объемный расход рабочего тела во много раз меньше, чем в открытых установках. Так, в ГТУ мощностью 2000 кВт фирмы Эшер—Висс массовый расход воздуха равен 26,5 кг/сек, а объемный расход на входе в компрессор вследствие повышенного давления ($p = 7,2 \text{ кг/см}^2$) соответствует расходу 3,7 кг/сек при нормальных атмосферных условиях. В установке мощ-

ностью 6600 кВт той же фирмы приведенный к нормальным условиям массовый расход составляет всего 12 кг/сек (это предопределило использование центробежного компрессора с двусторонним входом в рабочее колесо первой ступени). В ГТУ замкнутого цикла большей мощности применяют осевые компрессоры.

В практике газотурбостроения имеются прецеденты применения многоступенчатых центробежных компрессоров в установках с большими расходами воздуха. Так, фирма Бритиш Томпсон Хаустон изготовила ГТУ открытого цикла мощностью 2500 кВт с четырехступенчатым центробежным компрессором, фирма Эрликон в установке мощностью 730 кВт использовала трехступенчатый компрессор. Такого рода компрессоры не специфичны для газотурбинных установок; применение их объясняется только ортодоксальностью и традициями в конструктивных решениях фирм-изготовителей. Такие компрессоры имеют низкие окружные скорости, вследствие чего степень повышения давления их весьма мала: в четырехступенчатом компрессоре фирмы Бритиш Томпсон Хаустон она составляет 4,5 (окружная скорость 260 м/сек), в трехступенчатом компрессоре фирмы Эрликон — 3,4.

Опыт эксплуатации ГТУ фирмы Бритиш Томпсон Хаустон показал, что применение многоступенчатого центробежного компрессора для данных условий не оправдано и при использовании более эффективного осевого компрессора можно в тех же габаритах получить вдвое большую мощность и добиться того же к.п.д. установки без регенерации (в данной установке имеется регенератор массой 70 т).

В ГТУ средней мощности с относительно высокой степенью сжатия в ряде случаев целесообразно использование комбинированного компрессора, первые ступени которого выполнены осевыми, а последняя — центробежной. В отличие от осевых осецентрибежные компрессоры имеют высокую степень сжатия при меньшем числе рядов лопаток, т. е. при более коротком роторе.

На входе в компрессор, где объемные расходы велики, применены эффективные осевые ступени с длинными лопатками, а в зоне малых объемных расходов на последних ступенях вместо коротких лопаток — более эффективная в данных условиях радиальная ступень.

В отличие от многоступенчатых центробежных компрессоров в осецентрибежном компрессоре поток воздуха не имеет многочисленных поворотов в проточной части: на участке осевых ступеней он движется аксиально и поворачивается в радиальном направлении только в пределах рабочего колеса центробежной ступени — это позволяет использовать радиальный диффузор, имеющий конструктивные преимущества (сокращение длины

корпуса, удобство отвода воздуха к камерам сгорания, облегчение доступа к заднему подшипнику компрессора и т. п.).

Компрессоры осецентрибежного типа применяют для ГТУ мощностью 500—3000 кВт; в них достигается степень повышения давления около 5—7.

КОРПУСА КОМПРЕССОРОВ

Корпуса осевых компрессоров должны противостоять внутреннему давлению воздуха и быть достаточно жесткими, чтобы обеспечить фиксированные радиальные зазоры в проточной части. В отличие от авиационных газотурбинных двигателей, в которых проблема создания жесткого корпуса с минимальной массой достаточно сложна, в стационарных и транспортных ГТУ разработка этого узла обычно не представляет затруднений, так как давления в компрессоре относительно невелики, температура воздуха на выходе обычно не превышает 250—300°С, а диаметр корпуса компрессора в самых мощных ГТУ не достигает 2 м. Аналогичные корпуса турбомашин на более высокие параметры применяют в паротурбостроении уже многие десятилетия.

Конструктивные варианты корпусов компрессоров весьма обширны, поскольку уровень напряжений в них незначителен и для их выполнения приемлемы самые различные технологические методы.

Корпус компрессора состоит из входного патрубка, собственно корпуса, несущего направляющие лопатки и ограничивающего проточную часть, и напорного патрубка. Конструктивно все три элемента могут быть выполнены в виде единого целого или отдельно с соединением по вертикальным поперечным разъемам.

На рис. 89 представлен корпус компрессора, изготовленный как одно целое с патрубками. Исполнение столь сложных отливок и их обработка сопряжены с технологическими трудностями, поэтому, как правило, корпуса компрессоров выполняют из нескольких частей, соединенных по вертикальным разъемам (рис. 90 и 91). Кроме того, при отливке корпуса весьма трудно выполнить точно каналы конфузора входного и диффузора напорного патрубков. Так как внутренняя поверхность этих каналов недоступна для механической обработки, подобная конструкция корпуса требует высокой культуры литейного производства. Обычно для уменьшения потерь давления в воздушном тракте криволинейные каналы конфузоров и диффузоров принято подвергать механической обработке как для достижения точных геометрических размеров, так и для получения чистой и гладкой поверхности. Поэтому в абсолютном большинстве корпусов осевых компрессоров одну внутреннюю стенку или обе

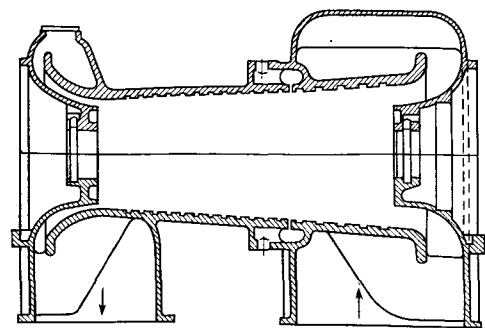
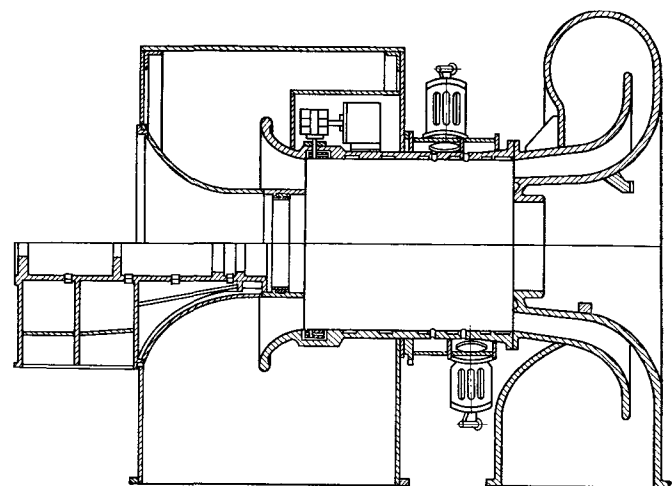
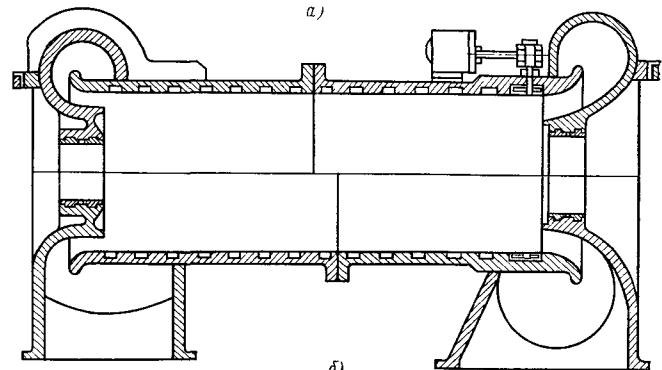


Рис. 89. Корпус компрессора, отлитый как одно целое с патрубками ГТУ фирмы Броун — Бовери



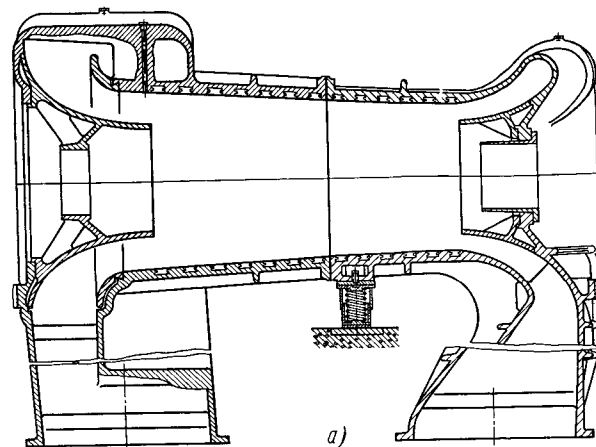
а)



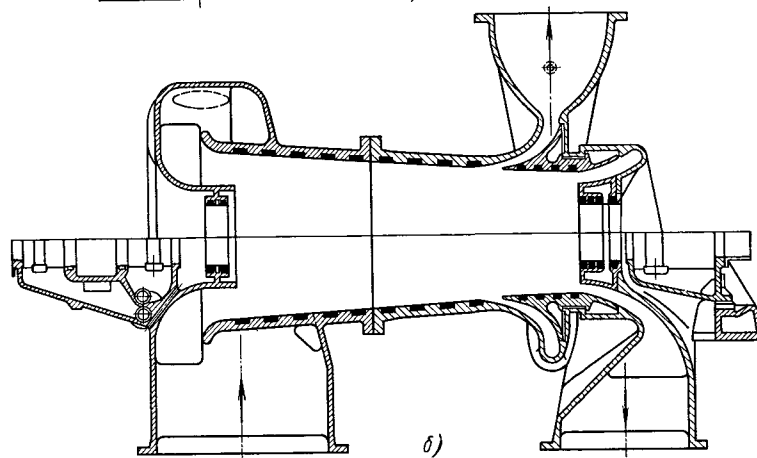
б)

Рис. 90. Сварно-литые корпуса компрессоров ГТУ мощностью 50 000 квт:

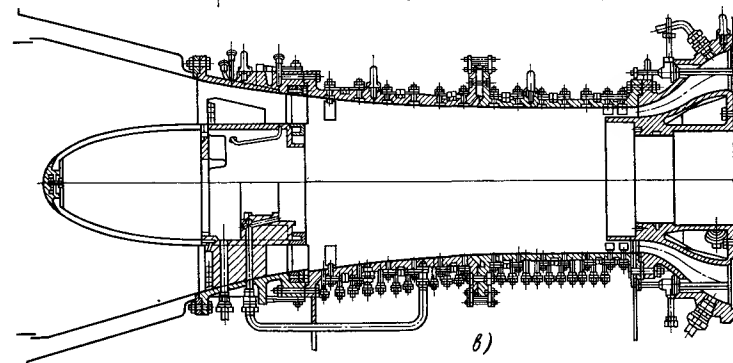
а — низкого давления; б — высокого давления



а)



б)



в)

Рис. 91. Корпуса компрессоров со сборными элементами патрубков ГТУ:
а — ГТ-700-12М НЗЛ (компрессор низкого давления); б — ПГ-50000 НЗЛ; в — мощностью 3500 л. с. Коломенского тепловозостроительного завода

стенки, ограничивающие каналы, изготавливают отдельно от корпуса и крепят к последнему сваркой или механическим соединением.

Корпуса компрессоров газотурбинных установок выполняют также сварно-литыми (рис. 90). Их входные и напорные патрубки отливают отдельно, а затем сваривают с предварительно обработанным корпусом. Перед сваркой поверхности криволинейных каналов обрабатывают. Корпуса этих компрессоров имеют вертикальные технологические разъемы, причем в корпусе компрессора высокого давления (рис. 90, б) вертикальный разъем выполнен ступенчатым — благодаря этому крестообразное соединение вертикального и горизонтального разъемов заменено двумя Т-образными (давление в этой зоне достигает 15 кг/см^2).

На рис. 91, а и б показаны корпуса, в которых патрубки отлиты как одно целое с внешней частью корпуса, а внутренние криволинейные стенки конфузоров и диффузоров присоединены к нему механическим способом. Зачастую внутреннюю стенку выполняют вместе с корпусами уплотнений и подшипников. Соединение стенок конфузоров и диффузоров с корпусом компрессора чисто технологическое и в процессе эксплуатации, как правило, не разбирается.

Отдельно обрабатываемые каналы диффузора и конфузора допускают пониженные требования к точности изготовления входного и выходного патрубков, поскольку скорости движения воздуха в патрубках заметно ниже, чем в конфузорах и диффузорах: отклонения геометрических размеров и некоторая шероховатость внутренних поверхностей патрубков не вызывают заметных потерь давления.

В стационарных и транспортных ГТУ нашли достаточно широкое применение двухстенные корпуса компрессоров (рис. 92 и 93). Так, внешняя часть корпуса с патрубками ГТУ фирмы Зульцер (рис. 92, а) выполнена в виде отливки с горизонтальным разъемом. Обрабатываются только несколько внутренних поясков, на которых крепятся отдельные элементы, ограничивающие проточную часть (обойма с направляющими лопатками и тонкие криволинейные стенки конфузора и диффузора). Такая конструкция корпуса имеет ряд положительных свойств. В частности, наиболее сложная отливка внешней части корпуса предназначена в основном для восприятия внутреннего давления и к точности ее размеров высокие требования не предъявляются.

Криволинейные стенки конфузора входного патрубка и диффузора выходного патрубка могут быть обработаны, и стенки этих деталей могут иметь минимальную толщину, так как они не воспринимают перепада давлений. Литейные формы обоймы, несущей направляющие лопатки, упрощены, и ее обрабатывают на карусельных или на токарных станках в отличие от изобра-

женного на рис. 89 корпуса, требующего сложной расточки в закрытом положении.

Двухстенные корпуса имеют также высокую жесткость — это особенно важно для многоступенчатых компрессоров с боль-

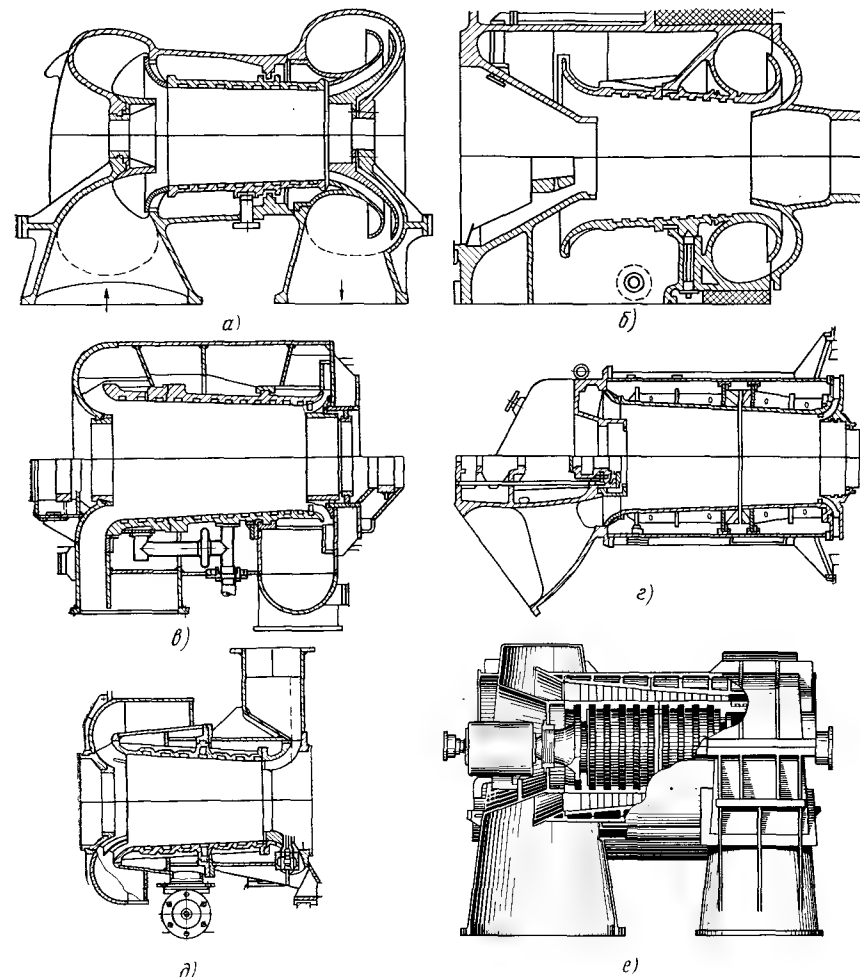


Рис. 92. Двухстенные корпуса компрессоров ГТУ:

а — фирмы Зульцер; б — мощностью 3000 кВт фирмы Зульцер; в — ГТН-9 ЛМЗ; г — ГТ-6-750 ТМЗ; д — ГТУ-3Г завода «Экономайзер»; е — фирмы Аллис Чалмерс

шой длиной ротора, так как при малой жесткости корпуса возможно задевание рабочих лопаток о корпус из-за прогиба последнего под действием собственного веса. На рис. 91, а показан корпус компрессора ГТУ НЗЛ, который представляет собой

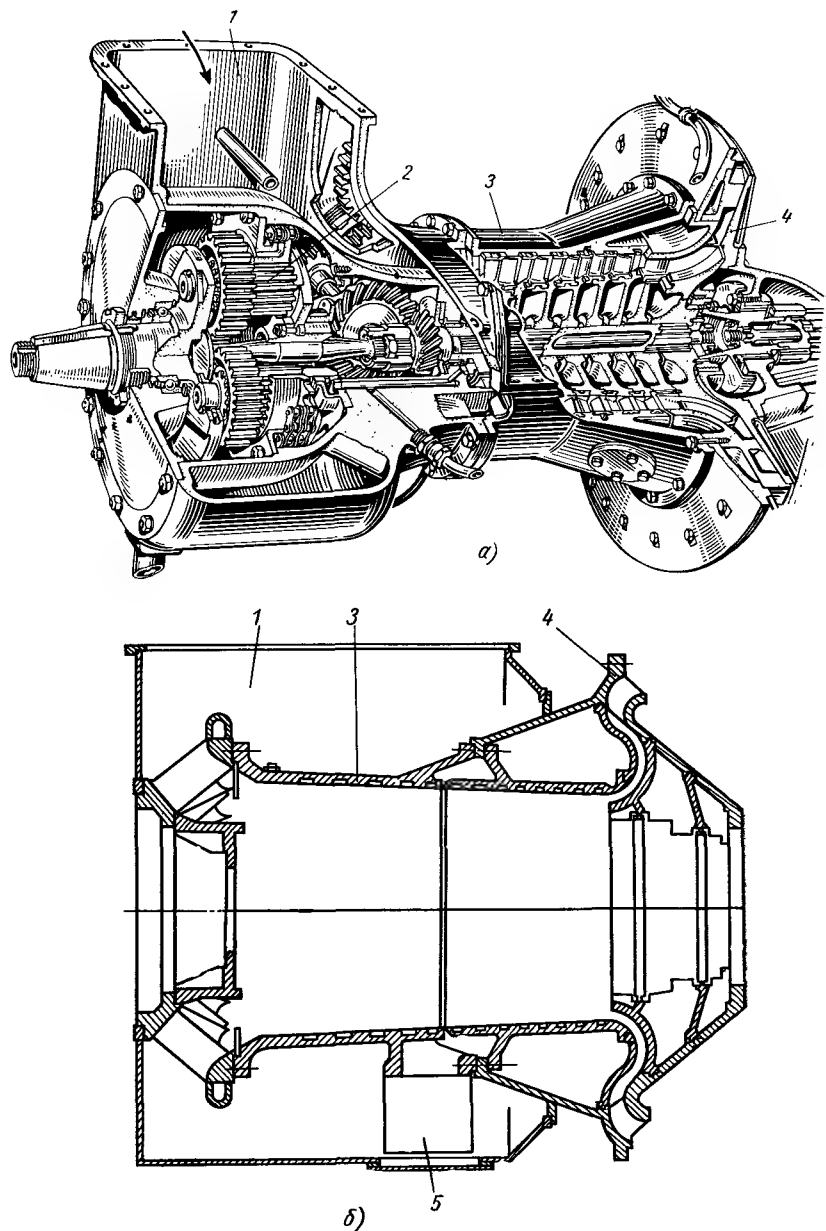


Рис. 93. Компрессор с одностенным корпусом в части низкого давления и двухстенным в части высокого давления:

а — ГТУ CS-600 фирмы Центракс; *б* — ГТУ EL-60А фирмы Инглиш Электрик; 1 — входной патрубок; 2 — редуктор; 3 — корпус; 4 — напорный патрубок; 5 — противопомпажный клапан

толстостенную отливку большой длины. Чтобы корпус вследствие низкой его продольной жесткости не прогибался, предусмотрена пружинная опора в средней его части.

Кроме того, в двухстенных корпусах компрессоров пространство между внешней частью и внутренними обоями может быть использовано в качестве камер для последующего отвода воздуха к противоположным клапанам или на охлаждение турбины. На рис. 92, б показан корпус, внешняя часть которого выполнена в виде цилиндрической отливки большого диаметра (примерно в 2 раза превышающего диаметр внутренней части); в кольцевом пространстве между внешней и внутренней частями корпуса размещены входной и напорный патрубки компрессора. В этой ГТУ внешняя цилиндрическая часть большого диаметра общая для турбины и компрессора — таким образом весь агрегат заключен в общий цилиндрический корпус.

Все описанные выше корпуса осевых компрессоров имеют горизонтальный разъем. Наличие такого разъема связано с рядом неблагоприятных факторов — нарушением круглого сечения внутренней поверхности корпуса при резких изменениях режимов работы, возможными протечками воздуха через разъем, увеличением массы. Неразъемные корпуса не имеют этих недостатков, технология изготовления их проще, однако сборка компрессора и ревизия его облопачивания существенно усложнены.

В авиационных газотурбинных двигателях в связи с жесткими массовыми ограничениями и резкими изменениями режимов работы достаточно широко используют неразъемные корпуса. Применяют неразъемные корпуса осевых компрессоров и в стационарной практике. Так, в ГТУ мощностью 10 000 кВт и 40 000 кВт фирмы СТАЛ — Лаваль компрессоры выполнены без горизонтальных разъемов, чем достигается возможность быстрого пуска установок. Диафрагмы компрессоров также не имеют разъемов.

Сборку компрессоров выполняют в следующем порядке: дисковые роторы, стянутые одним центральным болтом или рядом периферийных, после балансировки разбирают, между дисками устанавливают диафрагмы, затем ротор снова стягивают болтами и весь этот узел вводят в торца корпуса в осевом направлении. Естественно, что при такой конструкции для ревизии облопачивания необходим демонтаж компрессора и его полная разборка. Поскольку в стационарных и транспортных ГТУ нет жестких ограничений в части массовых показателей, в этих установках нашли применение двухстенные корпуса, внешнюю часть которых выполняют без разъема, а внутреннюю — с горизонтальным разъемом.

На рис. 84 показана ГТУ замкнутого цикла, рабочим телом в которой служит гелий. Так как основным требованием для

таких установок является герметичность, внешняя часть корпуса принята неразъемной. Внутренняя часть корпуса имеет горизонтальный разъем, но это соединение может быть выполнено фланцами минимальных размеров, поскольку кольцевое пространство между внутренней и внешней частями корпуса уплотнено избыточным давлением среды. Аналогичным образом выполнен и корпус компрессора ГТУ открытого цикла ЕМ-27Р фирмы Инглиш Электрик (рис. 94). При сборке компрессора внутренняя его часть вместе с ротором вводится в осевом направлении во внешнюю часть корпуса.

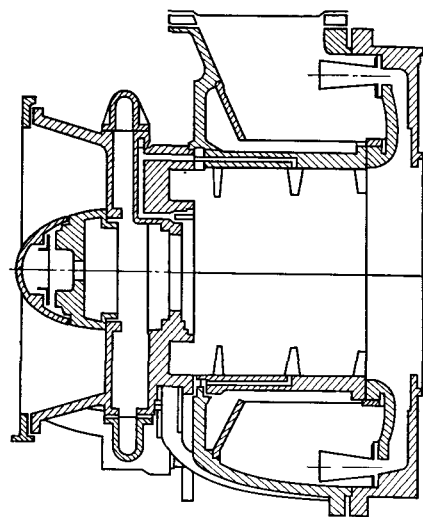


Рис. 94. Двухстенный корпус компрессора ГТУ ЕМ-27Р с разъемным внутренним и неразъемным внешним корпусом фирмы Инглиш Электрик

Среди многообразия корпусов разработаны конструкции с разъемным одностенным корпусом и неразъемными патрубками — входным и напорным (рис. 95).

Преимуществом неразъемных патрубков является возможность установки их в любом положении относительно корпуса в зависимости от компоновки сопрягающихся воздухопроводов. Так, входной патрубок ГТУ фирмы Рустон может быть зафиксирован относительно корпуса через каждые 15° . На рис. 95 показано положение патрубка при подводе воздуха снизу, а на рис. 54 при подводе сбоку. Напорный

патрубок компрессора этой ГТУ также может быть закреплен в различных положениях. (Особенностью этой установки является крепление корпусов подшипников не к патрубкам, а к корпусу компрессора, вследствие чего и достигается возможность поворота патрубков.)

При осевом подводе воздуха в компрессор кольцевой входной патрубок, несущий передний подшипник, выполняют обычно неразъемным (см. рис. 94), поэтому, чтобы вынуть ротор, необходимо демонтировать весь компрессор.

Корпуса одноступенчатых центробежных компрессоров состоят из входного патрубка, средней части корпуса, прилегающей к рабочему колесу, и напорного патрубка с диффузором. Конфигурация средней части корпуса отвечает очертаниям рабочего колеса, и конструктивные формы всего корпуса определены в основном входным и напорным патрубками.

Корпуса этих компрессоров выполнены из кольцевых элементов. В горизонтальных разъемах нет необходимости, так как рабочее колесо центробежного компрессора не требует систематического осмотра и проверки.

Конструкция корпусов многоступенчатых центробежных компрессоров значительно сложнее, поскольку подача воздуха в каждую последующую ступень связана с поворотом потока на 180° в кольцевых криволинейных каналах. При выходе из рабочего колеса первой ступени воздух поступает в радиальный диффузор, затем поворачивает на 180° и от периферии к центру по радиальному каналу (обратному направляющему аппарату)

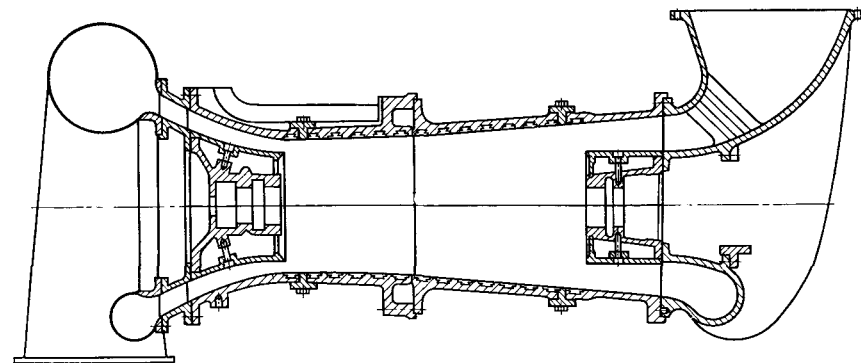


Рис. 95. Корпус компрессора ГТУ ТА с разъемной средней частью и неразъемными патрубками фирмы Рустон

идет к рабочему колесу второй ступени. Диффузоры и обратные направляющие аппараты могут быть выполнены безлопаточными в виде гладких радиальных каналов (рис 96, а) или снабжены направляющими лопатками. В ГТУ фирмы Рустон (рис. 96, в) диффузор первой ступени снабжен направляющими лопатками, а обратный направляющий аппарат имеет два ряда лопаток — во внешнем ряду на кольце большого радиуса установлено 23 лопатки, во внутреннем ряду — 12 лопаток.

Корпуса крупных многоступенчатых компрессоров выполняют с горизонтальным разъемом (рис. 96, а, б), причем элементы, образующие диффузоры и обратные направляющие аппараты, также делают разъемными и закрепляют во внешнем корпусе на заточках по аналогии с диафрагмами паровых турбин. В двухступенчатых центробежных компрессорах ГТУ малой мощности все детали корпусов выполняют неразъемными; корпус и ротор собирают последовательным набором деталей по общепринятым методам осевой сборки. Корпуса подобного типа имеют свободное кольцевое пространство с внешней стороны корпуса вокруг входного направляющего аппарата второй ступени

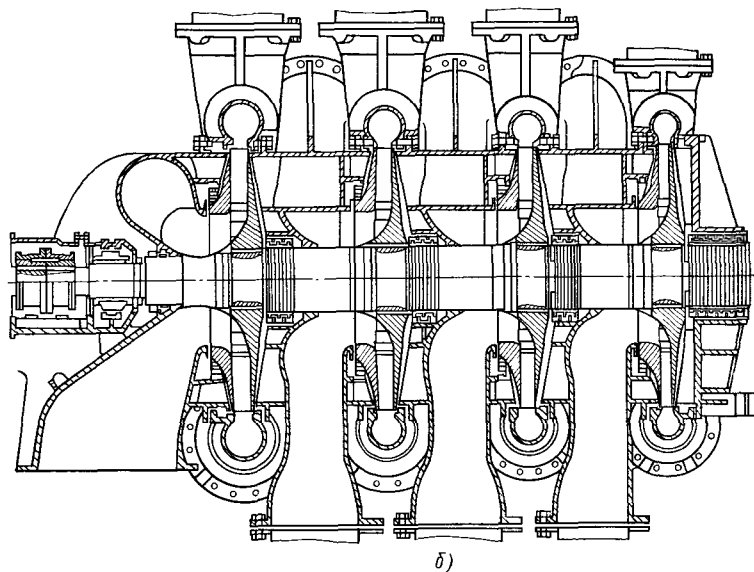
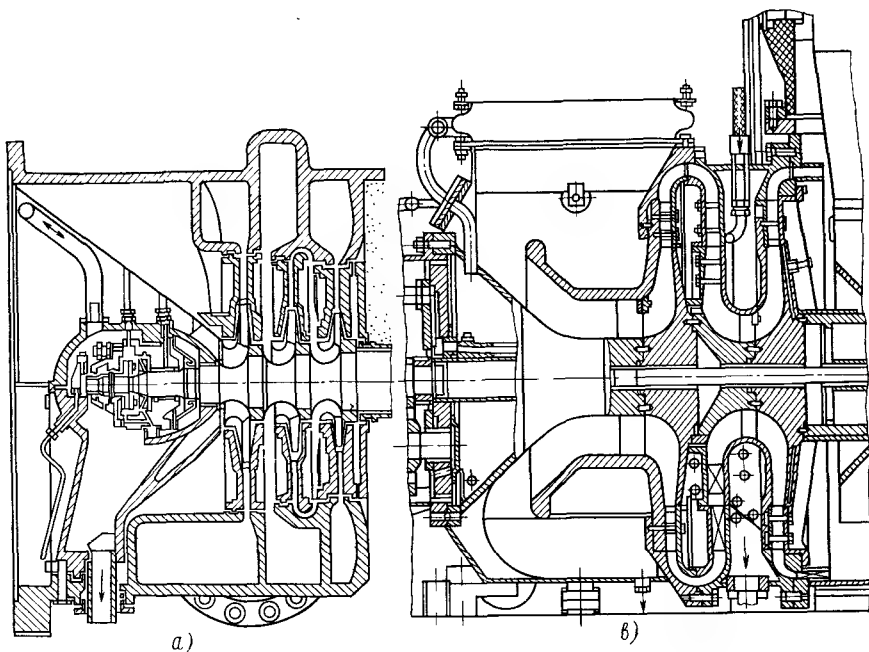


Рис. 96. Многоступенчатые центробежные компрессоры ГТУ:
а — мощностью 2000 кет фирмы Эшер-Висс; б — мощностью 2500 кет фирмы Бритиш
Томпсон Хаустон; в — TF фирмы Рустон

Это пространство может быть использовано как емкость для заполнения охлаждающей жидкостью. В ГТУ TF фирмы Рустон к кольцевой полости подводят воду из внешнего источника, которую также используют для впрыска в проточную часть компрессора с целью очистки отложений. В ГТУ «Базилиск» фирмы Бадворт кольцевая полость служит масляным баком; масло охлаждает корпус, а перед поступлением к подшипникам проходит через внешний теплообменник с воздушным или водяным охлаждением. Благодаря масляному охлаждению корпус этой ГТУ был выбран алюминиевым с невысокой теплостойкостью.

Камеры отбора воздуха

В корпусах осевых компрессоров большинства ГТУ предусматривают отбор воздуха для сброса его через противопомпажные клапаны в атмосферу на пусковых режимах и малых на-

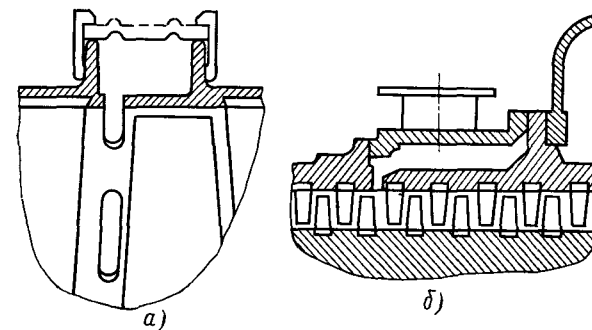


Рис. 97. Камеры для отбора воздуха в компрессорах ГТУ:

а — авиационного двигателя; б — L-51С компании АЕI

грузках, для охлаждения горячих элементов турбины и для подачи воздуха на концевые лабиринтные уплотнения. Воздух из проточной части отбирают через отверстия или узкие кольцевые прорези в специальные камеры корпуса компрессора, откуда воздух идет или через противопомпажные клапаны, или по трубопроводам к соответствующим точкам газозвдушного тракта.

В авиационных газотурбинных двигателях камеры для отбора воздуха принято делать в виде двух кольцевых стенок, выполненных на корпусе компрессора, закрываемых лентой противопомпажного устройства (рис. 97, а и 91, в). При сбросе воздуха лента приподнимается и камера сообщается с атмосферой. В стационарных и транспортных ГТУ, которые располагают в закрытых помещениях и отсеках, сброс воздуха непо-

средственно из корпуса компрессора в атмосферу связан с неудобствами для обслуживающего персонала. В этих установках камеры для отбора воздуха представляют собой закрытые кольцевые полости в корпусе компрессоров, из которых воздух через противопомпажные клапаны удаляют за пределы помещения по специальным трубопроводам или перепускают во входной патрубок компрессора. В некоторых установках малой мощности воздух из противопомпажного клапана выпускают в атмосферу, причем клапан располагают таким образом, чтобы поток сбрасываемого воздуха не проходил там, где может оказаться обслуживающий персонал.

Конструкция камер отбора предопределяется конструкцией корпуса компрессора. В одностенных корпусах без вертикальных разъемов камеру отбора выполняют в виде кольцевой полости, отлитой в корпусе компрессора (см. рис. 89), или из сварных элементов, расположенных на корпусе (рис. 90, *а* и 92, *д*). Если входной патрубок охватывает корпус компрессора, камера для отбора воздуха может оказаться внутри этого патрубка. Для возможности отвода воздуха из камеры она может быть увеличена и вынесена за пределы патрубка (рис. 89). При больших размерах входного патрубка противопомпажный клапан можно разместить внутри патрубка (рис. 93, *б*) — при этом сбрасываемый воздух перепускают непосредственно на вход компрессора. Преимуществом этой схемы является простота воздушных коммуникаций, недостатком — сложность доступа к клапану и необходимость в абсолютной плотности масляных полостей его сервопривода, так как масло может попадать в проточную часть компрессора.

В одностенных корпусах компрессоров, имеющих вертикальные разъемы, камеры отбора воздуха обычно располагают в зоне разъема (рис. 93, *б* и 95) — это упрощает технологию отливки и механическую обработку корпуса и обеспечивает возможность выполнения каналов для отвода воздуха из проточной части не в виде отверстий, а в виде кольцевой прорези.

На рис. 97, *б* показана камера отбора, образованная тремя элементами — двумя частями корпуса компрессора и средней кольцевой частью; отливка корпуса упрощена, но введен дополнительный вертикальный разъем.

В связи с тем, что в ряде компрессоров предусматривают два и даже три отвода воздуха, размещение камер отбора осложняется. Для устранения многочисленных приливов и приварных коробок на корпусе компрессора его иногда окружают по всей длине цилиндрическими кожухами; таким образом, камеры отбора размещаются в кольцевом пространстве между корпусом и кожухом. Двухстенные корпуса (см. рис. 92, *г* и *д*) позволяют без затруднений разместить необходимое количество камер отбора. Двухстенным может быть не весь корпус, а только

какая-то его часть — чаще всего это часть высокого давления, где внешнюю стенку корпуса выполняют конической и связывают с напорным патрубком или центральным корпусом двигателя. Пространство между стенками служит камерой отбора (рис. 93, *а*).

В корпусе, показанном на рис. 94, камера отбора отсутствует; воздух отводят через радиальные отверстия в промежуточных телах направляющих лопаток, а затем по осевым отверстиям в корпусе компрессора и ряду каналов в передней части корпуса он поступает к переднему уплотнению. В этой установке противопомпажный сброс не предусмотрен.

Прорези и отверстия в корпусе компрессора располагают обычно между рядами лопаток (за направляющими лопатками, значительно реже за рабочими лопатками). Отверстия и прорези выполняют как радиальными, так и наклонными; предполагается, что последний вариант связан с меньшим нарушением основного потока. В некоторых компрессорах радиальные отверстия для отбора воздуха выполняют в промежуточных проставках направляющих лопаток (рис. 92, *д* и 94).

Необходимое сечение каналов для отвода воздуха обычно удается разместить в узком пространстве между рядами лопаток, не увеличивая расстояние между ними; однако не исключены конструкции, в которых указанное расстояние специально увеличено — рабочие лопатки отодвигают от направляющих. В ГТУ ПГ-50000 НЗЛ, предназначенной для подачи воздуха в скважины подземной газификации, ступени в зоне отбора воздуха раздвинуты на значительное расстояние (рис. 91, *б*) и отвод воздуха осуществлен по широкому каналу плавной конфигурации; это конструктивное решение определено наличием постоянного отбора большого количества воздуха в отличие от кратковременных сбросов через противопомпажные клапаны.

В центробежных компрессорах противопомпажные клапаны не применяют и воздух отбирают из компрессора только для охлаждения горячих элементов турбины и подачи его на переднее уплотнение компрессора. Обычно воздух отбирают из полости между задней стороной рабочего колеса и корпусом компрессора, т. е. перед диффузором.

Входные патрубки

Назначением входных патрубков компрессоров является создание равномерного поля скоростей в кольцевом сечении перед входным направляющим аппаратом. Наиболее благоприятно применение осевого входа в компрессор непосредственно или из прямого трубопровода (рис. 98). В этом случае осевую симметрию входа могут нарушить только радиальные ребра, связывающие внешний корпус с корпусом подшипника. При достаточном

удалении ребер от входа в первую ступень и при соответствующем их профиле влияние ребер на поле скоростей перед входным направляющим аппаратом может быть сведено к минимуму. Патрубки с осевым входом широко применяют в авиационных газотурбинных двигателях. В осевых компрессорах обычно удаётся разместить корпус переднего подшипника и коническую

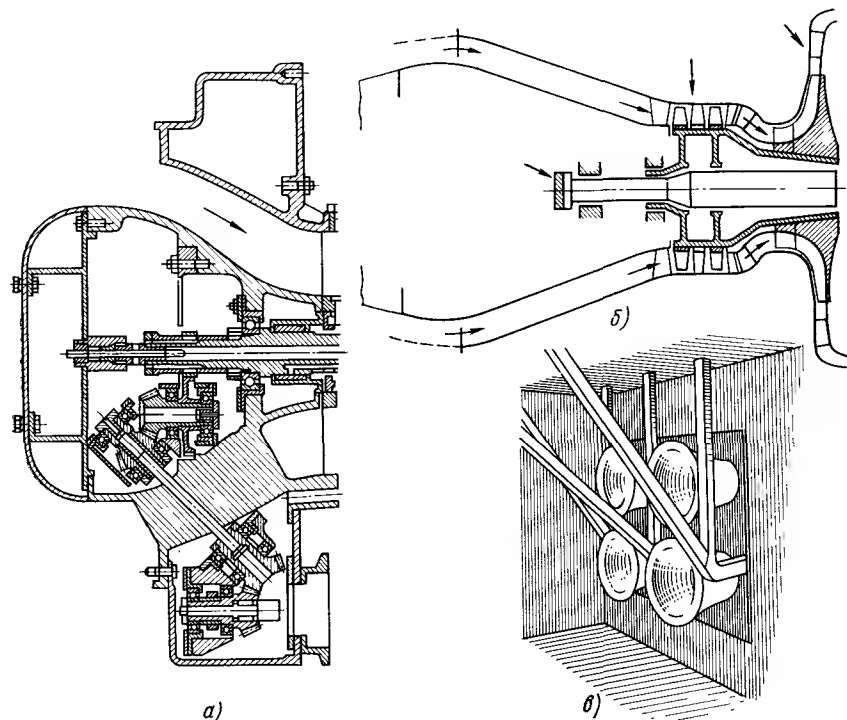


Рис. 98. Входные патрубки компрессоров с осевым подводом ГТУ:

а — А-129 фирмы Блекборн; *б* — Р181 фирмы Армстронг-Сиддли (авиационный двигатель); *в* — мощностью 55 000 кат компания АЕI

зубчатую пару привода к вспомогательным механизмам в пределах диаметра корневой сечения лопаток первой ступени (рис. 91, *в* и 94). В ряде случаев в обтекатель можно разместить валоповоротное устройство с электродвигателем и планетарным редуктором и даже пусковой двигатель. Снабжение подшипника маслом и привод вспомогательных механизмов осуществляются через полые радиальные ребра.

В центробежных компрессорах при консольном расположении ротора с опорами за рабочим колесом осевой вход создают при помощи небольшого обтекателя, устанавливаемого на крыльчатке. Однако при расположении подшипника со стороны

входа сечение его корпуса обычно превышает внутренний диаметр направляющего аппарата рабочего колеса, особенно, если в этом же корпусе размещена коническая пара привода вспомогательных механизмов (рис. 96, *а*; 98, *а* и 66). При таком расположении обтекатель подшипника и блока привода вспомогательных механизмов имеет значительную длину и воздух в компрессор поступает по кольцевому каналу большой протяженности.

Осевой вход в компрессор предусматривает всасывание воздуха чаще всего из обособленного помещения, отделенного от машинного отсека перегородкой.

На рис. 98, *в* показан входной патрубок с осевым входом четырех турбокомпрессоров, работающих на одну силовую турбину (установка изображена на рис. 15); в непосредственной близости от входа расположены опоры.

При очевидных преимуществах осевого входа в компрессор применение его в стационарных и транспортных установках весьма ограничено, так как при осевом входе необходимо предусматривать отдельное помещение (отсек) для подвода воздуха, исключена возможность расположения приводного механизма со стороны входа в компрессор и усложнен доступ к подшипнику и разборка компрессора, так как входные патрубки подобного типа часто выполняют без горизонтальных разъемов.

Большое распространение получил кольцевой вход в компрессор, при котором поток воздуха поступает в кольцевой патрубок в радиальном направлении от периферии к центру, а затем внутри патрубка поворачивает в осевом направлении к входному направляющему аппарату компрессора. Подобная конструкция патрубка обычно предусматривает всасывание воздуха непосредственно из помещения (или из специального отсека), поэтому она может быть использована или для установок малой мощности, или для стационарных и транспортных установок большой мощности, размещаемых в отдельных боксах, доступ в которые во время работы установки исключен. Преимуществом патрубков с кольцевым подводом воздуха является свобода компоновки вспомогательных механизмов и доступ к переднему подшипнику компрессора. Связи, соединяющие корпус подшипника с внешним корпусом компрессора, при кольцевом подводе воздуха могут быть выполнены более жесткими и прочными, чем полые радиальные ребра в компрессоре с осевым входом. Кроме того, эти связи могут быть отнесены на значительно большее расстояние от входного направляющего аппарата.

Кольцевые патрубки применяют как в осевых, так и в центробежных компрессорах, однако в центробежных они встречаются наиболее часто. Это объясняется тем, что центробежными компрессорами снабжены в основном двигатели малой мощности,

которые всасывают воздух непосредственно из помещения (рис. 99).

Представленный на рис. 99, *с* патрубок имеет диагональный кольцевой вход (поток в нем поворачивается примерно на 45°). В патрубке, охватывающем корпус компрессора (рис. 99, *ж*), воздух входит в патрубок 3 через кольцевую сетку 1, проходит

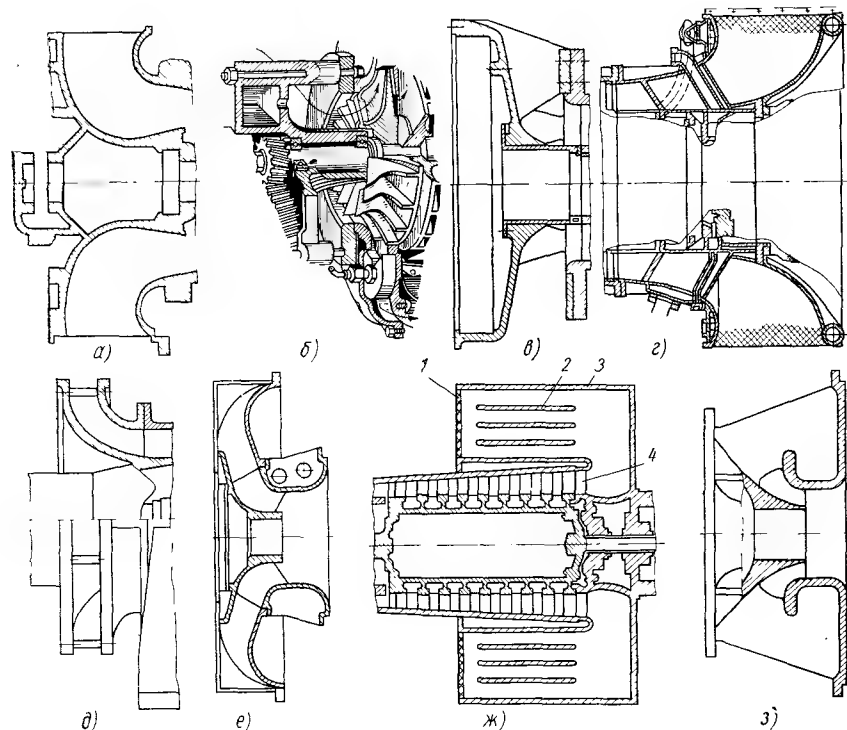


Рис. 99. Входные патрубки компрессоров с кольцевым подводом ГТУ:

а — «Юпитер» фирмы Солар; *б* — «Брилл Марк I» фирмы Бадворт; *в* — «Артуст» фирмы Турбомека; *г* — мощностью 3000 л. с. фирмы Метро-Виккерс; *д* — мощностью 11000 кат компании Джeneral-Электрик; *е* — мощностью 350 кат фирмы Аллен; *ж* — T-400 фирмы Солар; *з* — T-16 фирмы Дейтц

в осевом направлении между концентрическими обечайками 2, облицованными звукопоглощающим материалом и служащими глушителем шума всасывания, затем поворачивает на 180° и поступает к входному направляющему аппарату 4.

На рис. 99, *з* показан патрубок, в котором внутренняя стенка имеет плавные очертания, а внешняя совмещена с корпусом компрессора и снабжена козырьком для подвода потока воздуха к направляющему аппарату рабочего колеса. Таким способом вследствие использования пространства над рабочим колесом

компрессора увеличен осевой размер патрубка во входном сечении.

В кольцевых патрубках связь между внешним и внутренними контурами патрубка в ряде случаев осуществлена, как и в осевых, с помощью полых обтекаемых ребер (рис. 99, *г*); при этом схема крепления переднего подшипника и подвода к нему коммуникаций остается такой же, как в патрубках с осевым входом, но в данном случае появляется возможность размещения приводного механизма со стороны входного патрубка. Однако чаще

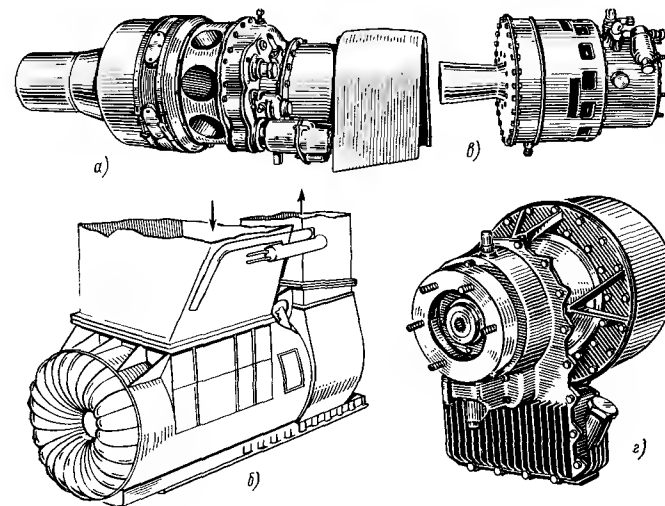


Рис. 100. Внешний вид ГТУ с кольцевым подводом воздуха в компрессор:

а — ГТУ Базилик фирмы Бадворт; *б* — ГТУ мощностью 22000 л. с. фирмы Прайт-Уитни и СТАЛ-Лаваль; *в* — ГТУ GT-15 фирмы Зау-пер; *г* — ГТУ GTP-30-1 фирмы Эйрзарч

всего в кольцевых патрубках связь между внешним и внутренним контурами выполнена в виде сплошных тонких радиальных ребер. Большей жесткостью, чем радиальные ребра, обладают двойные пространственные ребра (рис. 100, *г*). В некоторых установках внешний и внутренний контуры патрубка соединены болтами или шпильками. На рис. 99, *б* показан патрубок центробежного компрессора компактной ГТУ мощностью 60 л. с., а на рис. 99, *д* — патрубок осевого компрессора ГТУ мощностью 11 000 л. с.

Возможны соединения обоих контуров при помощи цилиндрической обечайки с прорезями различной формы (рис. 100, *а* и *в*). Диаметр обечайки с прорезями обычно принимают равным диаметру внешнего корпуса, и двигатель таким образом приобретает форму гладкого цилиндра.

Своеобразно оформлен вход воздуха в компрессор с кольцевым патрубком в судовой ГТУ на базе турбореактивного двигателя фирмы Пратт—Уитни (рис. 100, б). В этой установке весь турбокомпрессор, за исключением выпускного патрубка турбины, заключен в цилиндрический кожух большого диаметра. Из входной шахты воздух поступает в кольцевое пространство между кожухом и корпусом турбокомпрессора и, поворачивая на 180° в криволинейном конфузоре, подается в проточную часть компрессора.

Конструкции патрубков с осевым или кольцевым входом предусматривают подвод воздуха в компрессор непосредственно из помещения, в котором установлен двигатель, или из отдельного отсека. В практике стационарного газотурбостроения такое решение связано с рядом неудобств и имеет ограниченное применение. Преимущественное распространение в этой области получили патрубки с односторонним радиальным входом, назначением которых служит поворот и равномерный подвод воздуха к первой ступени компрессора. Воздух к патрубкам поступает обычно по воздухопроводам прямоугольного или круглого сечения из воздухозаборных устройств или отдельного помещения, где происходит фильтрация и глушение шума всасывания; не исключен также подвод непосредственно из машинного зала. В компрессоры среднего и высокого давления воздух подводят по трубам из соответствующих воздухоохладителей.

В связи с большим разнообразием схем компоновки газотурбинных установок имеют место различные варианты подвода воздуха. В крупных стационарных установках наиболее удобен подвод воздуха снизу — в этом случае воздухопроводы большого сечения, располагаясь под полом или отметкой обслуживания, не загромождают машинный зал и создают возможность разборки и подъема верхних половин патрубков и корпуса компрессора без отсоединения и удаления воздухопроводов; при этом понижается также строительная высота помещения и отметка подкрановых путей. При нижнем подводе воздухопровод может быть выполнен в виде бетонированного канала, берущего начало из фильтровального помещения. В стационарных установках малой и средней мощности преимущественное распространение получил верхний подвод воздуха. Этот же тип подвода применяют в большинстве судовых и локомотивных установок, что вызвано соображениями их компоновки.

Во входных патрубках можно различить две зоны: в первой осуществляется поворот и равномерное распределение потока к кольцевому сечению перед конфузурой; во второй зоне в конфузуре происходит ускорение потока перед входным направляющим аппаратом.

Изображенные на рис. 95; 101, а и б патрубки характерны тем, что обе их зоны имеют плавный переход. Этой группе пат-

рубков присущи относительно большие осевые размеры, что осложняет крепление переднего подшипника компрессора и доступ к нему. Как правило, корпус подшипника опирается на

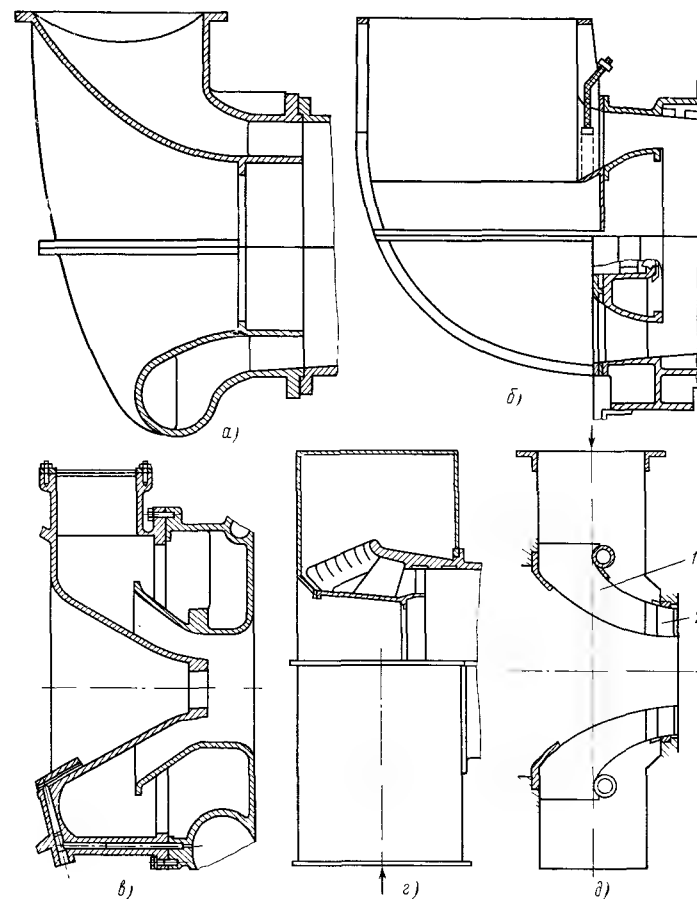


Рис. 101. Входные патрубки компрессоров с радиальным подводом:

а — ГТУ 305S фирмы Кларк; б — ГТУ мощностью 1000 квт фирмы Аллен; в — ГТУ мощностью 250 л. с. фирмы Остин; г — ГТУ мощностью 15 000 квт фирмы Вестингауз; д — ГТУ мощностью 250 л. с. фирмы Аллен; 1 — радиальные ребра; 2 — радиальные лопатки

трубок, конструкция которого должна быть достаточно жесткой. Такие патрубки в основном выполняют литыми для создания необходимой плавной конфигурации. Связь обоих контуров патрубка осуществляется с помощью радиальных ребер. В кон-

струкциях некоторых патрубков литым силовым элементом служит только конфузорная часть патрубка, а собственно патрубок изготавливают тонкостенным из листовой стали. Изображенный на рис. 101, б патрубок легкой судовой ГТУ для уменьшения массы выполнен сварным из тонкой листовой стали. Поскольку жесткость патрубка недостаточна для восприятия нагрузки от ротора, в нижней половине патрубка выполнен проем, внутри которого размещен опорный стул переднего подшипника и привод вспомогательных механизмов.

Сложность крепления переднего подшипника и доступа к нему привели к тому, что несмотря на наиболее благоприятные с точки зрения аэродинамики формы, эти патрубки получили ограниченное применение.

Преимуществом же распространение во всех областях стационарного и транспортного газотурбостроения приобрели входные патрубки, частично охватывающие корпус компрессора (рис. 89, 90, 91, а и б; 92, а, б, в и е). Эти патрубки характерны тем, что благодаря относительно большому свободному пространству над корпусом компрессора достигается равномерный подвод воздуха к кольцевому сечению конфузора с минимальными потерями давления. При этом сокращена длина входной части компрессора и освобожден доступ к переднему подшипнику.

В случае необходимости передний подшипник может быть размещен в отдельном стуле, причем последний может служить также опорой корпуса компрессора.

В первых ГТУ входные патрубки компрессоров профилировались из условия сохранения в зоне подвода воздуха к конфузору постоянной скорости в каждом сечении, равной скорости воздуха на входе в патрубок. Так, сечение для прохода воздуха в плоскости разъема принималось равным половине сечения на входе и т. д. Это предопределяло сложную конфигурацию патрубка и диктовало единственно возможный технологический вариант исполнения — литье.

Проведенные в последующие годы экспериментальные исследования показали, что если обеспечить достаточно большие сечения в зоне подвода воздуха к конфузору, то потери давления на этом участке будут незначительны и поле скоростей перед входным направляющим аппаратом будет равномерным. Исходя из этого большинство входных патрубков осевых и центробежных компрессоров современных ГТУ выполнены с постоянным сечением. Этим упрощены литейные формы и патрубки можно изготавливать из листовой стали (рис. 90, а; 93, б; и 101, г, д). Патрубки постоянного сечения в одинаковой мере используют как в осевых, так и в центробежных компрессорах. Некоторые конструкции патрубков имеют большие размеры, предопределяющие низкий уровень скоростей в тангенциальном направлении

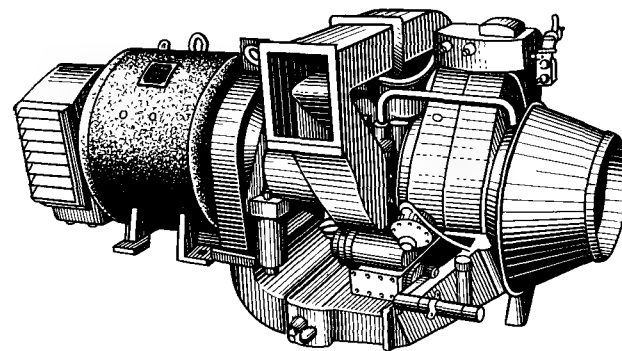


Рис. 102. ГТУ 1S/60 фирмы Ровер

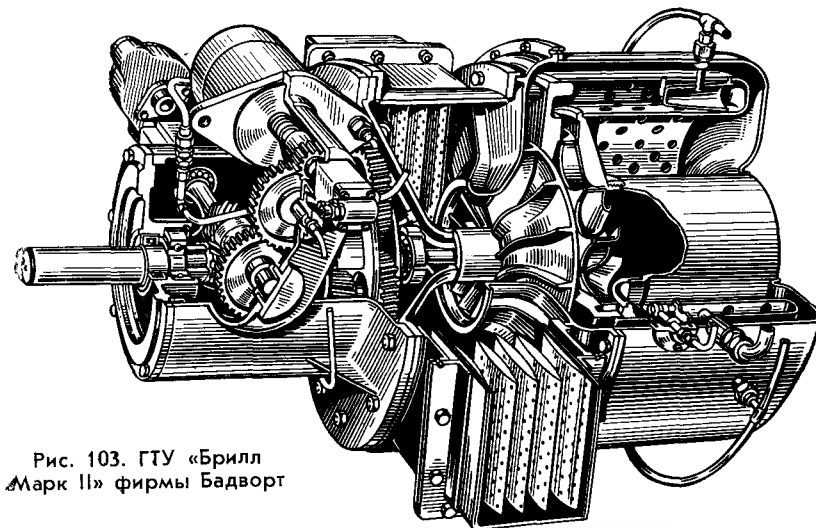


Рис. 103. ГТУ «Брилл
Марк II» фирмы Бадворт

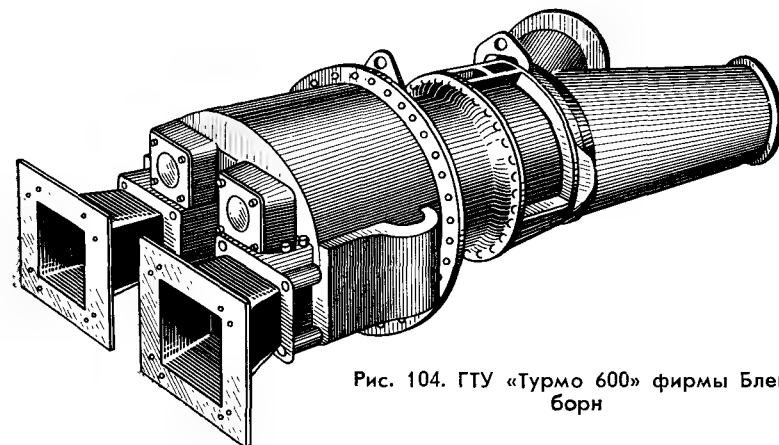


Рис. 104. ГТУ «Турмо 600» фирмы Блек-борн

(рис. 93, б; 101, г и др.). В ГТУ мощностью 3000 кВт фирмы Зульцер корпус компрессора выполнен двухстенным, причем диаметр внешнего корпуса почти в 2 раза больше внутреннего и кольцевая полость между корпусами служит входным патрубком (рис. 92, б).

Патрубки постоянного сечения отличаются большим разнообразием форм и вариантов. Наряду с литыми конструкциями с плавными очертаниями стенок широко применяются сварные конструкции простейших форм с плоскими стенками, цилиндрическими обечайками и прямыми углами в местах их стыков. Для сокращения размеров и массы, а также для облегчения доступа к подшипнику патрубки иногда выполняют переменного сечения, но с простейшей конфигурацией (рис. 92, е).

Поскольку основным поводом для применения патрубков, охватывающих корпус компрессора, является сокращение осево-

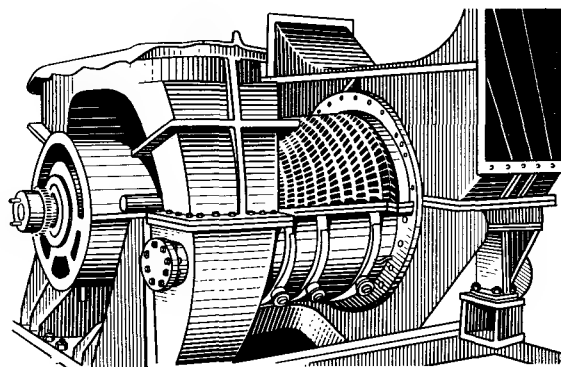


Рис. 105. ГТУ мощностью 5500 кВт фирмы Кларк

го размера входной части, конфузор в большинстве подобных патрубков выполняют криволинейным с минимальным радиусом поворота. В некоторых конструкциях предусматривают кольцевые направляющие ребра (92, д и 101, г).

Входные патрубки компрессоров выполняют и с двусторонним входом (рис. 102—105). Большинство этих патрубков принадлежит ГТУ малой мощности, в которые воздух поступает непосредственно из помещения, из двух фильтров или глушителей шума всасывания, расположенных по обеим сторонам двигателя (иногда непосредственно в патрубке, рис. 103). Патрубки с двусторонним подводом, которые показаны на рис. 104, обладают положительными качествами осевого входа и одновременно позволяют разместить перед компрессором коробку с приводными механизмами.

На выходе из последней ступени скорость воздуха весьма значительна и в несколько раз превышает скорость в отводящих трубопроводах. Напорный патрубок компрессора служит для понижения скорости воздуха в специальном диффузоре и для его отвода из кольцевого сечения за диффузором в трубопровод или в воздухохранилище двигателя. Поэтому в напорном патрубке любого компрессора можно различить две зоны — диффузор и отводящую часть.

Конфигурация отводящей части зависит в основном от конструктивной схемы установки, расположения камер сгорания, конструкции корпуса турбокомпрессора. На форму диффузора, особенно осевого компрессора, оказывает влияние также и конструкция задней опоры компрессора, возможность крепления подшипника и доступа к нему.

В осевых компрессорах диффузоры можно условно разделить на три группы — осевые, криволинейные и радиальные.

Осевые диффузоры (рис. 106, а) образованы двумя обечайками — цилиндрической и конической — или двумя коническими обечайками с небольшим углом раскрытия (обычно до 12—15°). Они имеют простую конструкцию, поток воздуха движется без поворотов и эффективность их достаточно высокая. Однако применение осевых диффузоров весьма ограничено, так как они заметно удлиняют корпус компрессора и усложняют конструкцию заднего подшипника компрессора и доступ к нему (при двухопорном роторе компрессора). Так, для двукратного увеличения сечения при угле раскрытия 12—15° необходима длина диффузора, равная 3,5—4,5 высоты последней лопатки.

Большое применение в осевых компрессорах получили диффузоры с криволинейным профилем (рис. 106, б—г) и др. В этих диффузорах площадь каждого последующего сечения возрастает как вследствие увеличения высоты канала, так и в результате увеличения диаметра сечения.

В ряде установок, где в силу конструктивных особенностей необходимо отвести воздух от последней ступени компрессора к кольцевому сечению значительно большего диаметра, напорный патрубок приобретает необычные очертания (см. рис. 93, б).

Весьма эффективным средством для сокращения осевых размеров напорного патрубка служит применение радиального диффузора (рис. 92, в и г; 106, д). Такие конструкции обеспечивают наиболее удобный доступ к заднему подшипнику компрессора, сокращают длину установки и расстояние между подшипниками компрессора.

В центробежных или осецентрированных компрессорах диффузоры напорных патрубков выполняют радиальными, в основном

с направляющими лопатками, реже — как гладкие безлопаточные каналы (рис. 107).

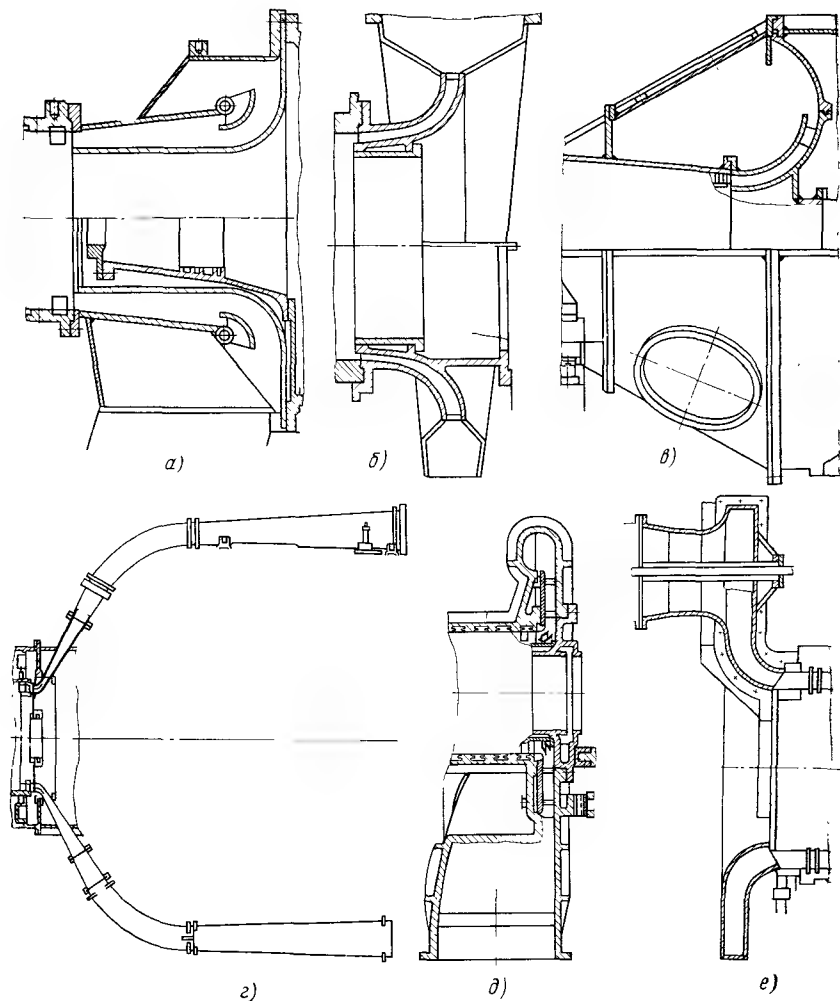


Рис. 106. Напорные патрубки осевых компрессоров:

а — ГТУ ЗСТ фирмы Рустои; *б* — ГТУ мощностью 5500 квт фирмы Кларк; *в* — ГТУ TG-3000 фирмы Фнат (компрессор низкого давления); *г* — ГТУ мощностью 1000 квт фирмы Аллен; *д* — ГТ-700-12М НЗЛ (компрессор высокого давления); *е* — ГТУ мощностью 6000 квт фирмы Рато

По мере увеличения диаметра выходного сечения диффузора скорость воздуха падает. При постоянной ширине канала (рис. 107, *а*) для получения приемлемой скорости на выходе из диффузора его внешний диаметр должен быть увеличен до зна-

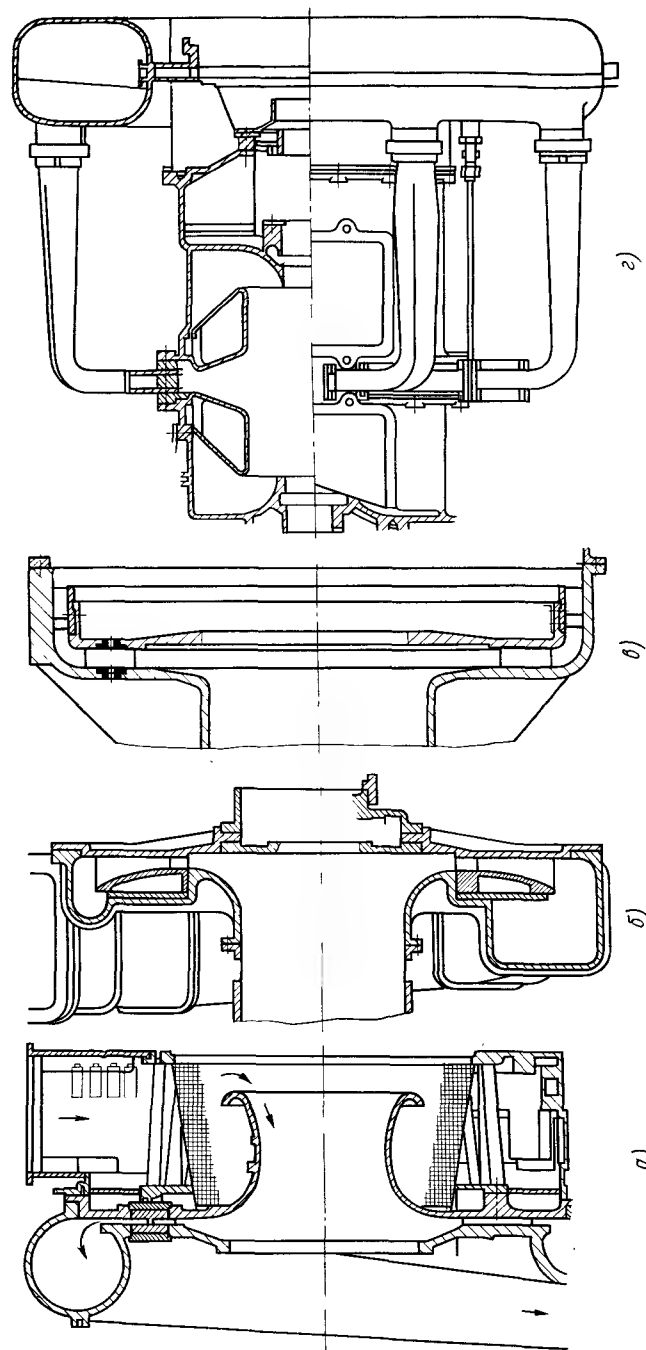


Рис. 107. Напорные патрубки центробежных и осецентрифужных компрессоров:

а — ГТУ фирмы Ричардсоне Вестгарт (цикл Худри); *б* — ГТУ GT-300 фирмы Джeneral Моторс; *в* — ГТУ «Артуст» фирмы ТурбоМЕКА; *г* — ГТУ 520 фирмы Боинг

чительных размеров. Для сокращения длины радиального диффузора его каналу придают переменное сечение (рис. 107, б) или расчлениают диффузор на две части — радиальную и осевую (рис. 107, в). При этом может быть получена малая скорость потока на выходе из диффузора при умеренном его диаметре. Осевая часть диффузора так же, как радиальная, может быть снабжена направляющими лопатками.

В центробежных компрессорах иногда используют диффузор в виде нескольких тангенциально расположенных конических патрубков с малым углом раскрытия, эффективность которых

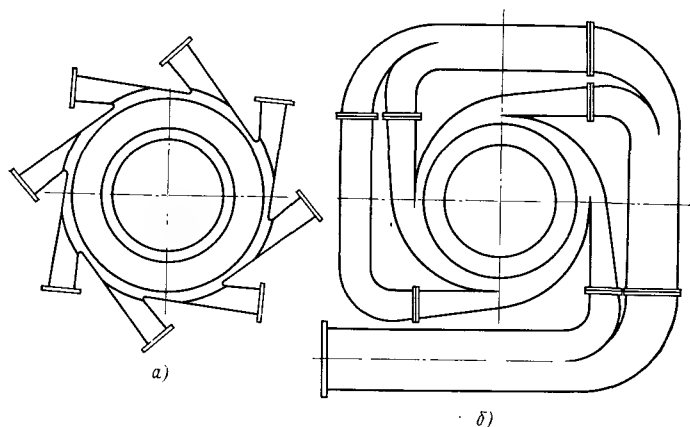


Рис. 108. Напорные патрубки компрессоров:

а — ГТУ 502-22 фирмы Бойнг; б — ГТУ мощностью 730 квт фирмы Эрликон

выше, чем кольцевого канала. На рис. 108, б показан многоступенчатый центробежный компрессор, в котором диффузоры каждой ступени образованы четырьмя коническими патрубками. Эти патрубки соединены затем с входными камерами последующих ступеней цилиндрическими отрезками трубопроводов. Конические диффузоры последней ступени компрессора соединены в один трубопровод, отводящий воздух к камере сгорания. Этот же принцип заложен в конструкцию диффузора одноступенчатого компрессора, изображенного на рис. 108, а. Диффузор выполнен в виде отдельных расширяющихся тангенциально размещенных патрубков прямоугольного сечения, которые затем переходят в длинные диффузоры, расположенные параллельно оси машины и присоединяющиеся затем к общей воздухоподборной камере (см. рис. 107, г).

В осевом компрессоре ГТУ фирмы Аллен (рис. 106, г) кольцевое сечение за спрямляющим аппаратом переходит в 16 отдельных наклонных конических диффузоров, из которых воздух

поступает затем в конические диффузоры, идущие параллельно оси машины. В этой установке, таким образом, трубопроводы подвода воздуха к регенератору используют в качестве диффузора компрессора.

Отдельные конические диффузоры нашли применение также во вторых ступенях радиально-осевых диффузоров центробежных компрессоров. На рис. 94 показан корпус компрессора, в котором вторые ступени диффузоров выполнены в виде нескольких расширяющихся патрубков прямоугольного сечения с выходом воздуха в общий воздухоподборник двигателя. Если воздух нужно отвести по одному или нескольким трубопроводам к камере сгорания, радиально-осевой диффузор может быть выполнен иным образом: за радиальной частью диффузора располагается отводящая часть патрубка (причем уровень скоростей в последней достаточно высок), из которой воздух поступает в трубопровод, изготовленный в виде конического диффузора (рис. 60).

Отводящие части патрубков имеют ряд конструктивных особенностей, определяемых в первую очередь расположением камеры сгорания или регенератора, к которым подается воздух из компрессора.

В установках с прямоточным газоздушным трактом и секционными камерами сгорания в отводящей части патрубка происходит переход от кольцевого сечения за диффузором к отдельным круглым сечениям входа в каждую камеру (рис. 91, в).

При отводе воздуха от компрессора по трубопроводу напорный патрубок выполняют или переменного сечения, в котором поддерживается постоянная скорость потока, примерно равная скорости на выходе из диффузора, или в виде воздухоподборной камеры большого объема, скорость воздуха в которой незначительна и существенно ниже скорости на выходе из диффузора.

Отводящая часть патрубка с переменным сечением может иметь вид спиральной улитки, аналогичный патрубкам центробежных насосов, — она характерна в основном для центробежных компрессоров (рис. 107, а и б), но может быть применена и в осевых. На рис. 95 показан напорный патрубок осевого компрессора со спиральной улиткой. Перед улиткой установлены направляющие лопатки, создающие предварительную закрутку воздуха.

При наличии двух отводящих трубопроводов улитка может быть выполнена в виде двух полуспиралей, каждая из которых охватывает по половине окружности.

В основном же напорные патрубки с переменным сечением отводящей части, как и входные патрубки компрессоров, имеют симметричный профиль относительно вертикальной осевой плоскости, причем форма патрубков определяется, в первую очередь, технологическими соображениями и далеко не всегда обеспечивает постоянство скорости в отводящей части (рис. 89; 90;

91, а; 92, д; 106, б). Большинство патрубков имеет криволинейные диффузоры, переходящие в кольцевое цилиндрическое сечение, а отводящая камера расположена над корпусом компрессора, чем сокращается общая длина корпуса и всей установки в целом, а также облегчается доступ к заднему подшипнику компрессора.

Во втором типе патрубков, получивших преимущественное распространение ввиду простоты и универсальности использования, отводящая часть представляет собой воздухосборную камеру большого объема, при входе в которую воздух практически полностью теряет свою скорость. В связи с малой скоростью воздуха в отводящей части патрубка потери давления в нем невелики (рис. 92, а и б; 94; 106, в). Форма этих камер различна — некоторые из них образованы прямолинейными и цилиндрическими стенками, другие имеют плавные очертания, но все они характерны постоянством меридионального сечения. При необходимости воздухосборная камера может быть расположена вокруг корпуса компрессора (рис. 106, в). Воздух из камеры может быть отведен как по одному трубопроводу, так и по двум.

В моноблочных ГТУ с двухпорным ротором турбокомпрессора воздух отводят обычно в центральный корпус двигателя, представляющий собой кольцевой воздухосборник большого объема. В дальнейшем воздух поступает к камерам сгорания (одной или несколькими), установленным на центральном корпусе, или к кольцевой или секционным камерам сгорания, расположенным симметрично относительно корпуса.

Типы и формы диффузоров и отводящих зон напорных патрубков характерны многообразием и принципиально различным подходом конструкторов к проектированию этих элементов. Наряду с применяемой в большинстве установок тщательно отработанной конфигурацией элементов патрубка, длинными диффузорами с малыми углами раскрытия, направляющими лопатками в местах поворота потока и плавными очертаниями отводящих частей имеет место использование коротких диффузоров с резкими переходами к последующим участкам тракта. Последние решения характерны, в частности, для установок фирмы Джeneral — Электрик.

Отводящие участки патрубков также выполняют различными. Так, в установках с секционными камерами компании АЕI переход от кольцевого сечения к отдельным входам в камеры сгорания выполнен плавным, а в ГТУ фирмы Рато цилиндрические входные патрубки камер сгорания отходят непосредственно от плоской торцевой стенки патрубка (рис. 106, е).

Конструктивное оформление напорных патрубков можно уяснить из приведенных выше рисунков. В некотором пояснении нуждаются конструкции лопаточных диффузоров радиальных компрессоров. Для возможности обработки каналов между ло-

патками эти диффузоры обычно выполняют разборными. На рис. 109, а показан диффузор с отдельными лопатками, закрепленными на штифтах непосредственно в стенках патрубка. Отдельные лопатки, также вплотную прилегающие к стенкам патрубка, но закрепленные болтами, показаны на рис. 109, б; эту конструкцию применяют довольно широко. На рис. 110, а показано кольцо диффузора с цельнофрезерованными лопатками; расположение кольца в напорном патрубке компрессора дано на рис. 93, а.

На рис. 107, в и 110, б показаны элементы радиально-осевого лопаточного диффузора ГТУ фирмы Блекборн — Турбомека. Радиальная часть диффузора состоит из тонких боковых стенок, к которым сваркой или пайкой прикреплены лопатки; осевая часть имеет консольные лопатки.

На рис. 107, а показан компрессор больших размеров (диаметр напорного патрубка около 2 м). Внутреннее давление в патрубке превышает 3 ат, а его стенки подвержены значительным распорным нагрузкам;

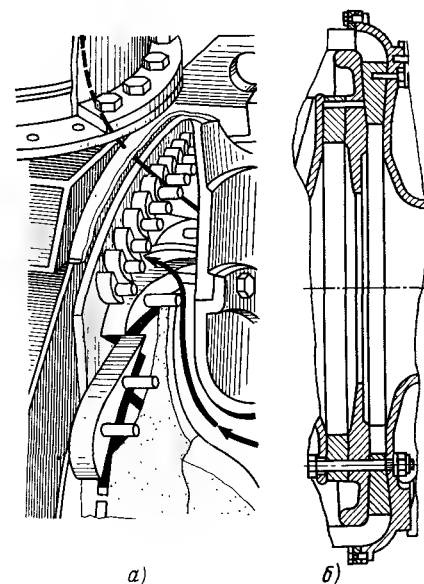


Рис. 109. Лопаточные диффузоры напорных патрубков центробежных компрессоров:

— ГТУ мощностью 350 квт фирмы Аллен;
б — ГТУ «Брилл Марк II» фирмы Бад-
ворт

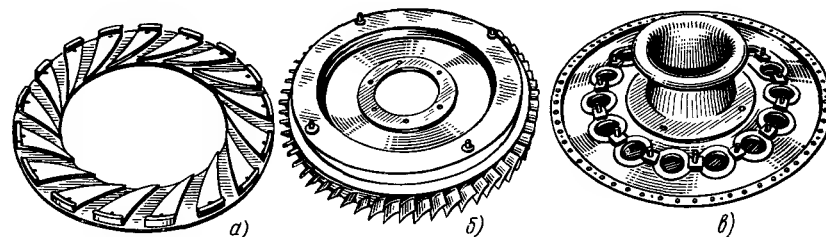


Рис. 110. Лопаточные диффузоры напорных патрубков компрессоров:

а — ГТУ CS600 фирмы Центракс; б — ГТУ «Пэлуст» фирмы Блекборн; в — ГТУ фирмы Ричардсонс Вестгарт

кроме того, через корпус патрубка передается осевое усилие ротора. Для восприятия этих сил используются направляющие лопатки диффузора, связывающие плоские стенки патрубка. Каж-

дая лопатка (рис. 110, в) смонтирована между двумя большими круглыми втулками, которые допускают поворот и установку лопатки в оптимальном положении без нарушения жесткости корпуса.

Направляющие аппараты

Направляющие и спрямляющие аппараты компрессоров выполняют с консольными лопатками или с лопатками, закрепленными в бандажных лентах по внутренним торцам.

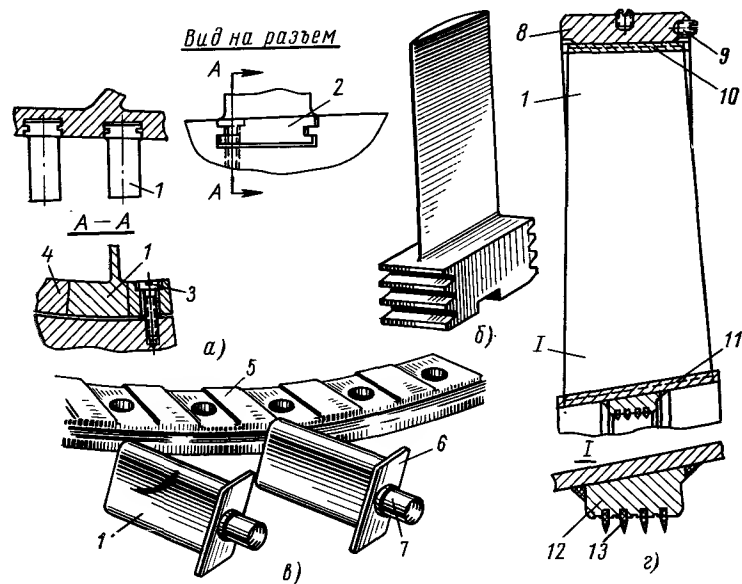


Рис. 111. Детали направляющих аппаратов осевых компрессоров: а — ГТ-700-5 НЗЛ; б — ГТУ L-51С компании АЕИ; в — ГТУ G-9 Народных предприятий ГДР; г — ГТУ мощностью 50000 кВт; 1 — направляющая лопатка; 2 — концевая вставка; 3 — стопорный винт концевой вставки; 4 — промежуточная вставка; 5 — полукольцо; 6 — полка; 7 — цапфа; 8 — внешнее полукольцо; 9 — штифт; 10 и 11 — бандаж; 12 — внутреннее кольцо; 13 — усики лабиринтного уплотнения

Консольные лопатки могут крепиться в корпусе индивидуально в пазах, проточенных по окружности (рис. 111, а и б), или на цапфах в отверстиях корпуса (см. рис. 91, в). Крепление на цапфах гарантирует более точную установку лопаток.

В компрессоре установки ГТ-6-750 ТМЗ направляющие лопатки закреплены в обойме индивидуально на цилиндрических хвостовиках. Предварительно лопатки устанавливают в сегментах, которые, в свою очередь, заводят в обойму. Радиальные отверстия в сегментах выполняют с помощью делительного приспособления, чем достигается высокая точность установки лопаток.

Гайки, крепящие лопатку, затягивают динамометрическим ключом во избежание недопустимого разброса частоты колебаний. Радиальный зазор между направляющими лопатками и ротором составляет около 0,5 мм.

На рис. 111, в показаны консольно-закрепленные направляющие лопатки. Такие лопатки набраны во внешние полукольца и введены в пазы корпуса компрессора. В ГТУ фирмы Джерал — Электрик лопатки закреплены в массивных полукольцах осевыми хвостами с профилем ласточкина хвоста, а кольца, в свою очередь, заведены в пазы корпуса.

Для консольных лопаток поверхность ротора между рядами рабочих лопаток должна быть гладкой.

Направляющие лопатки, закрепленные по внутреннему контуру в бандажах, могут быть использованы и при дисковых роторах. Такое крепление лопаток улучшает их прочностные и вибрационные характеристики и при наличии уплотнений на внутреннем бандаже позволяет сократить перетечки воздуха между направляющим аппаратом и ротором. Лопатки крепят во внешнем и внутреннем бандажах сваркой или пайкой тугоплавким припоем; такие соединения обычно неразборные. В компрессоре с осевой сборкой и дисковым наборным ротором направляющие аппараты могут быть выполнены в виде цельных кольцевых конструкций без горизонтальных разъемов. Так, в ГТУ фирмы СТАЛ ротор компрессора после балансировки разбирают, между дисками устанавливают цельные диафрагмы, затем ротор стягивают центральным болтом и вместе с диафрагмами вводят в неразъемный корпус.

На рис. 111, г показан направляющий аппарат, выполненный в виде диафрагмы.

Поворотные направляющие аппараты компрессоров и турбин

В ряде осевых компрессоров входной направляющий аппарат выполняют с поворотными лопатками. Путем установки лопаток под оптимальным углом при различных режимах работы расширяется диапазон характеристик компрессора, сокращается потребляемая для пуска мощность и ускоряется процесс пуска установки. Поворотный направляющий аппарат нашел применение также и в опытных компрессорах — не только на входе, но и в промежуточных ступенях: при испытаниях и доводке компрессора оптимальный угол установки лопаток корректируют опытным путем.

Центробежные компрессоры автомобильных ГТУ иногда снабжают поворотными лопатками на входе в рабочее колесо и в диффузоре. Применение поворотных направляющих аппаратов в этих установках вызвано необходимостью регулирования расхода рабочего тела для поддержания высокой температуры

газа и высокой степени сжатия на частичных нагрузках. Для этого же используют поворотные сопла и в турбинах — как радиальных, так и осевых. Поводом для использования поворотных направляющих аппаратов в свободных силовых турбинах низкого давления является возможность создания тормозящего момента (в автомобильных ГТУ) или реверсирования (в центробежных турбинах судовых ГТУ).

Поворотные направляющие аппараты турбин необходимо проектировать с учетом их работы при высоких температурах. Однако кинематика перемещения элементов привода остается общей как для компрессоров, так и для турбин. Исходя из этого рассмотрим две группы поворотных направляющих аппаратов: для осевых турбомашин и для радиальных — центробежных компрессоров и центробежных турбин.

Поворотные направляющие аппараты осевых турбомашин. Одним из основных требований, предъявляемых к конструкции поворотных лопаток, является обеспечение одинаковой геометрии всех межлопаточных каналов. Это достигается соблюдением точного положения оси лопаток и минимальными зазорами во всех звеньях поворотного механизма. Поворотный механизм может фиксировать или любое промежуточное положение лопаток в зависимости от режима работы турбокомпрессора, или одно из крайних положений: «Прикрыто» при пуске и «Открыто» под нагрузкой.

Лопатки можно крепить в корпусе консольно или на двух цилиндрических цапфах. Консольное крепление приемлемо для коротких лопаток и требует поддержания точного радиального положения оси лопаток. Кроме того, при консольном креплении длинных лопаток не всегда достигается необходимая их изгибная и вибрационная прочность.

На рис. 112 показан направляющий аппарат компрессора с консольными лопатками. Для фиксации радиального положения оси лопатки выполнена круглая торцовая бобышка, а радиальные и осевые зазоры в поворотном соединении сведены к минимуму. На рис. 113 показан поворотный входной направляющий аппарат компрессора стационарной ГТУ с консольными лопатками; их цапфы имеют значительную длину, благодаря чему

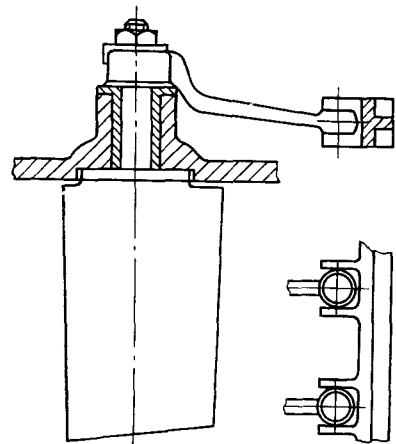


Рис. 112. Поворотный направляющий аппарат компрессора авиационной ГТУ

на каждой цапфе размещено по две подшипниковых втулки и тем самым обеспечена точная фиксация радиального положения лопаток. Аналогичную конструкцию имеют и поворотные сопла автомобильных ГТУ фирмы Крайслер (рис. 114 и 115) с радиальным расположением осей лопаток и фирмы Ровер

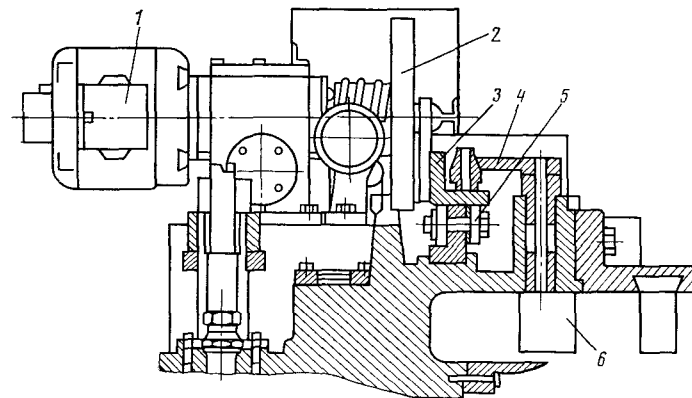


Рис. 113. Поворотный направляющий аппарат компрессора стационарной ГТУ мощностью 5000 квт фирмы Дженерал — Электрик:

1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — кольцо; 4 — рычаг; 5 — опора качения; 6 — поворотная лопатка

(см. рис. 67) с наклонным расположением осей.

Консольные лопатки можно крепить не во внешнем корпусе, а во внутреннем кольце входной части. Аналогично крепят лопатки направляющего аппарата воздушной турбины фирма Зульцер (рис. 116).

В большинстве поворотных направляющих аппаратов применяют двухопорные лопатки, несмотря на свойственную им сложность конструкции. На рис. 117 и 118 изображены поворотные направляющие аппараты с двухопорными лопатками. Для возможности сборки такого аппарата одно из колец, в котором закреплены втулки подшипников, выполняют с вертикальным разъемом по оси лопаток.

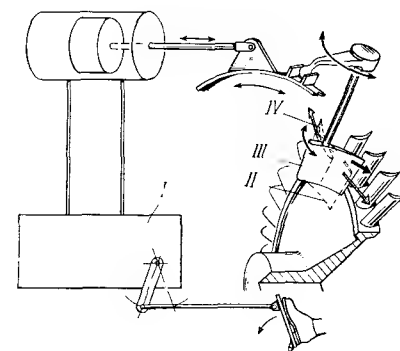


Рис. 114. Поворотный направляющий аппарат турбины низкого давления ГТУ CR-2A фирмы Крайслер:

I — система регулирования; II — положение лопаток на малых нагрузках; III — положение лопаток на режиме полной мощности; IV — положение лопаток при торможении двигателем

Каждая лопатка на внешней или внутренней цапфе имеет рычаг, или зубчатый сектор, которыми лопатка соединена с об-

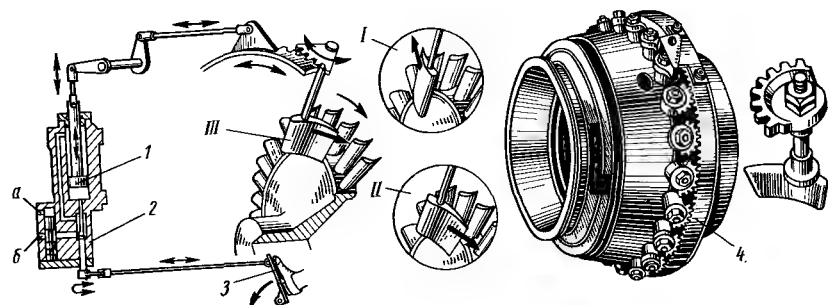


Рис. 115. Поворотный направляющий аппарат турбины низкого давления ГТУ А-831 фирмы Крайслер:

а — подача масла от насоса, связанного с трансмиссией автомобиля; б — вход масла; I — положение лопаток при торможении двигателем; II — положение лопаток на малых нагрузках; III — положение лопаток на режиме полной мощности; 1 — золотник; 2 — поворотный клапан; 3 — педаль подачи топлива; 4 — поворотные лопатки в сборе с кольцом

щим поворотным кольцом. Кольцо поворачивается с помощью привода на небольшой угол, перемещая одновременно все лопатки. Рычажный привод изображен на рис. 112, 114 и 117. Поворотное кольцо имеет радиальные пазы, в которые входят сферические наконечники рычагов лопаток. Необходимость в сферических наконечниках вызвана тем, что при повороте рычаг перемещается в плоскости, касательной к корпусу компрессора, а кольцо поворачивается в плоскости, перпендикулярной к оси компрессора, поэтому точка соприкосновения наконечника рычага и прорези кольца при повороте движется по радиусу и под углом

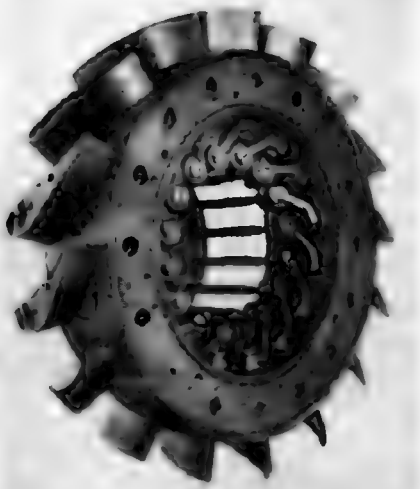


Рис. 116. Поворотный направляющий аппарат воздушной турбины фирмы Зульцер

Поворотное кольцо можно разместить как внутри корпуса (рис. 117), так и снаружи (рис. 113). Наружное крепление требует уплотне-

ния каждой лопатки в месте выхода ее из корпуса специальным манжетом или за счет минимальных зазоров в цапфах.

Направляющий аппарат с зубчатыми секторами, закрепленными на цапфах лопаток и соединенными с общим коническим зубчатым колесом, показан на рис. 115.

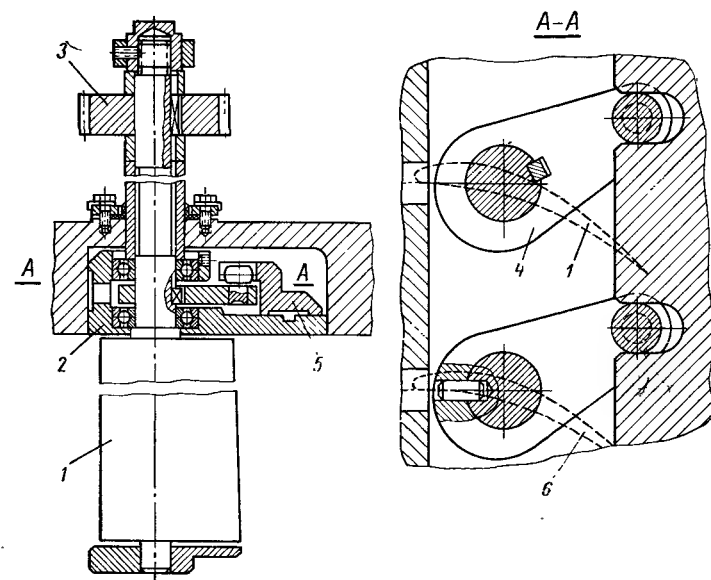


Рис. 117. Поворотный направляющий аппарат компрессора ГТУ мощностью 50 000 квт:

1 — ведущая лопатка; 2 — неподвижное кольцо; 3 — шестерня; 4 — рычаг; 5 — подвижное кольцо; 6 — ведомая лопатка

Привод каждой лопатки можно выполнить со стороны внешней или внутренней цапфы — это в одинаковой степени приемлемо для рычажного и зубчатого привода.

Существует два варианта перемещения поворотного зубчатого кольца: непосредственным воздействием сервомеханизма (электрического, пневматического, гидравлического) на поворотное кольцо (рис. 114 и 115) и воздействием механизма на одну ведущую лопатку, с которой связано кольцо, соединенное с остальными ведомыми лопатками (рис. 117 и 118). В аппарате, изображенном на рис. 118, крутящий момент передается с внешней цапфы ведущей лопатки через ее тело на внутреннюю цапфу и далее через рычаг на поворотное кольцо.

В связи с большим диаметром и малой жесткостью поворотного кольца возможно заклинивание или заедание его в направляющих. При передаче момента от поворотного механизма к кольцу через ведущую лопатку возможны деформации и поломки ее элементов — цапф, шпонок, штифтов или тела лопат-

ки. Чтобы избежать этого, а также чтобы уменьшить перестановочные усилия, в опорах лопаток и кольца можно установить тела качения — ролики или шарики. В поворотном аппарате, показанном на рис. 116, рычаг каждой лопатки соединен с общим торцовым диском при помощи отдельных стяжек. Перемещением диска в осевом направлении достигается поворот рычагов с лопатками. Стяжки в местах крепления имеют сферические шарниры. Особенностью конструкции этого аппарата является простота установки лопаток под одинаковым углом при сборке узла (это достигается путем индивидуальной

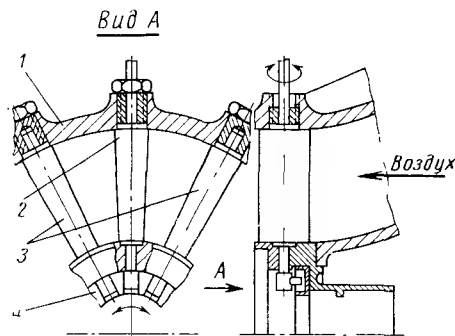


Рис. 118. Поворотный направляющий аппарат компрессора ГТУ А-129 фирмы Блекборн:

1 — корпус компрессора; 2 — ведущая лопатка; 3 — ведомые лопатки; 4 — поворотное кольцо

регулировки длины каждой стяжки). Обычно же при сборке поворотных направляющих аппаратов лопатки устанавливают в одинаковом положении, после чего их рычаги или зубчатые секторы жестко фиксируют на цапфах с помощью шпонок и штифтов. Высокая температура газа накладывает специфический отпечаток на конструкцию поворотного направляющего аппарата турбины. В ГТУ фирмы Джeneral — Электрик поверхности цапф лопаток закалены; втулки выполнены из алюминиевой бронзы. Во втулках выполнены осевые отверстия, через которые циркулирует охлаждающая вода. Во избежание значительных перетечек газа по торцам поворотных лопаток соответственно подбирают их конфигурацию, а также форму прилегающих сегментов. Кроме того, на каждой лопатке имеются пружинные элементы, создающие постоянное нажатие лопатки в радиальном направлении и плотное прилегание ее к сегментам.

В некоторых конструкциях турбин опорные втулки лопаток выполняют графитными или выносят их как можно дальше от потока горячего газа.

Поворотные направляющие аппараты радиальных турбомашин. Конструктивное оформление поворотных направляющих аппаратов центробежных компрессоров и центростремительных турбин обычно проще, чем осевых, так как цапфы лопаток размещают параллельно оси ротора на общей окружности.

В осевых турбомашинах, лопатки можно крепить как консольно (см. рис. 67, 68), так и на двух опорах.

Направляющие аппараты с различными приводными механизмами изображены на рис. 119 [22]. В рычажном приводе пред-

усмотрены винтовые стяжки, допускающие индивидуальную регулировку угла установки каждой лопатки. Отличительной особенностью конструкции привода, изображенного на рис. 119, а, является расположение его внутри корпуса компрессора, благодаря чему отпадает необходимость в уплотнении цапф лопаток в местах их выхода из корпуса (компрессор предназначен не для ГТУ, но применение такого привода в газотурбинных компрессорах не исключено).

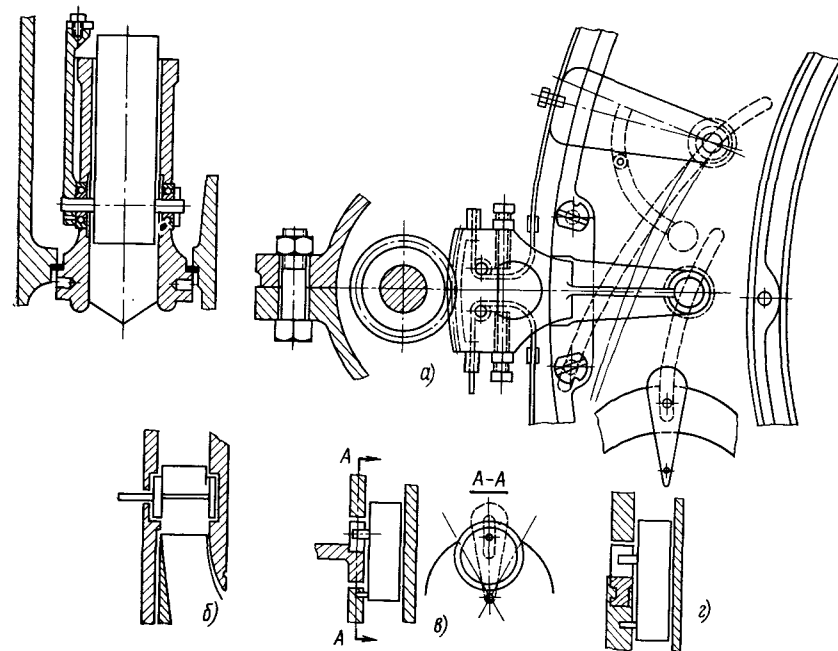


Рис. 119. Поворотные направляющие аппараты радиальных турбомашин: а — диффузор компрессора фирмы Броун-Бовери; б, в, г — турбин ГТУ и нагнетателей

Для сохранения постоянного радиального зазора между выходной кромкой лопатки и рабочим колесом турбины необходимо, чтобы ось поворота лопатки проходила через выходную кромку. Это может быть достигнуто применением круглых бобышек, расположенных по обеим сторонам лопатки (рис. 119, б); бобышки позволяют упростить организацию уплотнения цапфы в месте выхода ее из корпуса. Практически неизменный радиальный зазор сохраняется и в конструкциях, показанных на рис. 119, в, г, где в отличие от описанных выше конструкций привод лопатки осуществлен не через ее цапфу, а с помощью пальца, в то время как ось поворота лопатки фиксирована штифтом, расположенным вблизи выходной кромки.

В судовой реверсивной центростремительной турбине низкого давления (см. рис. 33, *a*) сопла выполнены в виде фигурных каналов в цилиндрических поворотных цапфах. При повороте сопел на любой угол сечение их горла не меняется, благодаря чему нагрузка турбокомпрессора остается неизменной — этим упрощается регулирование установки и достигаются высокие маневренные показатели при реверсировании.

РОТОРЫ КОМПРЕССОРОВ

Роторы осевых компрессоров

Роторы осевых компрессоров стационарных и транспортных ГТУ характеризуются большим разнообразием конструктивных решений.

В мощных стационарных установках, выпускаемых турбостроительными заводами, преобладают конструктивные схемы роторов, заимствованные из практики паротурбостроения. Массивные цельнокованные роторы характерны для газотурбинных установок Ленинградского Металлического завода, фирмы Инглиш Электрик, фирмы Зульцер и др. (рис. 120). Этим заводом и фирмами освоена технология изготовления подобных роторов применительно к паровым турбинам, являющимся основной продукцией предприятия. Положительными свойствами цельнокованных роторов служит относительно невысокая трудоемкость изготовления и уменьшенный расход металла по сравнению с другими типами роторов.

Цельнокованным роторам, как правило, присуще крепление рабочих лопаток в пазах, проточенных по окружности. Для уменьшения массы ротора и понижения напряжений в центральной его части фирма Инглиш Электрик предусматривает проточку глубоких канавок в пазах для крепления лопаток (рис. 120, *б*).

Так как нагрузка от рабочих лопаток относительно невелика и окружные скорости в корневом сечении лопаток умеренны, в компрессорах широко применяют барабанные конструкции роторов с различными вариантами крепления хвостовых цапф (рис. 121). Хвостовые цапфы ротора, кроме плотной посадки, крепят с помощью осевых или радиальных штифтов, сварки или болтами. Ротор, изображенный на рис. 121, *е*, имеет промежуточный диск, разгружающий тонкостенный барабан от центробежных сил. Барабанные конструкции характерны высокой изгибной жесткостью. На рис. 92, *е* изображен ротор осевого компрессора фирмы Аллис Чалмерс. Барабанный ротор выполняют из двух поковок, а затем соединяют болтами. Хвостовые цапфы также крепят на болтах. Рабочие лопатки устанавливают в ко-

нических отверстиях в барабане и крепят изнутри ротора гайками, для чего во внутренней части барабана выполнены кольцевые проточки.

Недостатками цельнокованных и барабанных роторов являются небольшой их диаметр, определяемый допустимыми размерами поковок, невозможность крепить лопатки осевыми хвостами при разном количестве лопаток в ступенях и ряд технологических неудобств при изготовлении: длительный цикл и трудности при организации широкого фронта работ, опасность

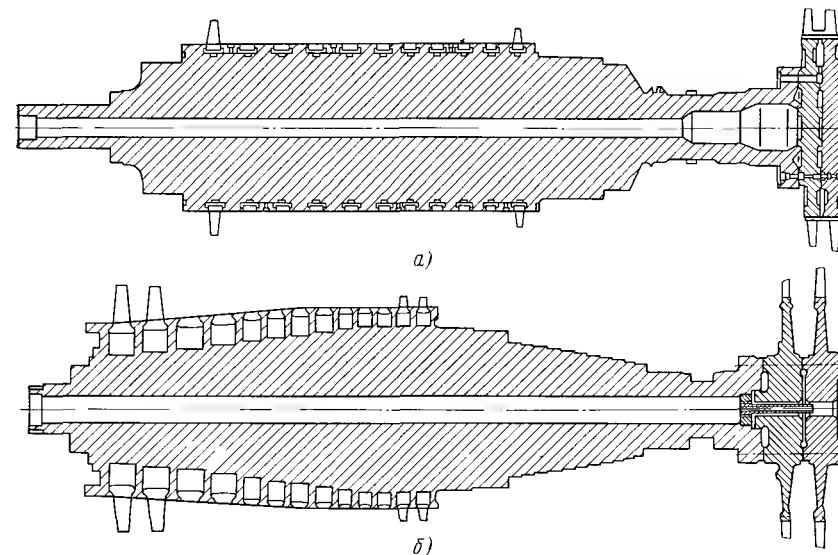


Рис. 120. Цельнокованные роторы осевых компрессоров:
a — ГТУ ГТН-9 ЛМЗ; *б* — ГТУ ЕМ-85 фирмы Инглиш Электрик

получения брака дорогостоящей поковки из-за неправильной обработки на каком-либо этапе длительного цикла, потребность в высокой квалификации рабочих и др. Сварные роторы имеют или дисковую конструкцию (рис. 122), или диско-барабанную. Эти роторы в отличие от цельнокованных можно выполнять любого диаметра, они способны нести большие нагрузки от рабочих лопаток, но им свойственны все остальные недостатки, присущие цельнокованным и барабанным роторам.

Дисковые роторы не обладают перечисленными недостатками. Их конструктивные схемы можно разделить на две группы — роторы с насадными и наборными дисками. В роторах первой группы диски насаживают на вал ротора, в роторах второй группы отдельные диски вместе с хвостовыми цапфами стягивают осевыми болтами — одним центральным или несколькими

периферийными. Дисковая конструкция ротора характерна тем, что механическая обработка каждого диска допускает расширение фронта работ и упрощает изготовление ротора. Потери от брака при неправильной обработке одного из дисков связаны с меньшими затратами средств и времени, чем в цельнокованных роторах. При дисковой конструкции ротора рабочие лопатки можно крепить в осевых пазах, выполнение которых осуществляют обычно прогрессивным методом — путем протяжки. Число лопаток в каждом диске может быть выбрано оптимальным.

Конструкции насадных роторов, известные из практики паротурбостроения, применительно к газотурбинным установкам должны иметь повышенную жесткость. Это требование обусловлено высокими числами оборотов компрессоров и большими расстояниями между опорными подшипниками ротора, особенно в

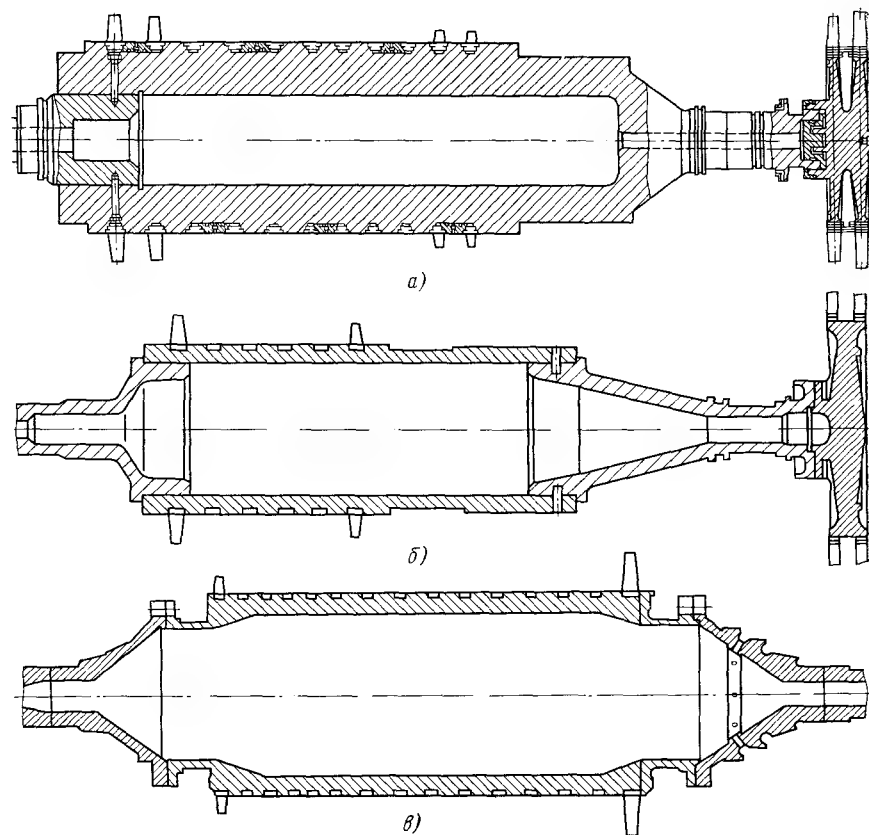
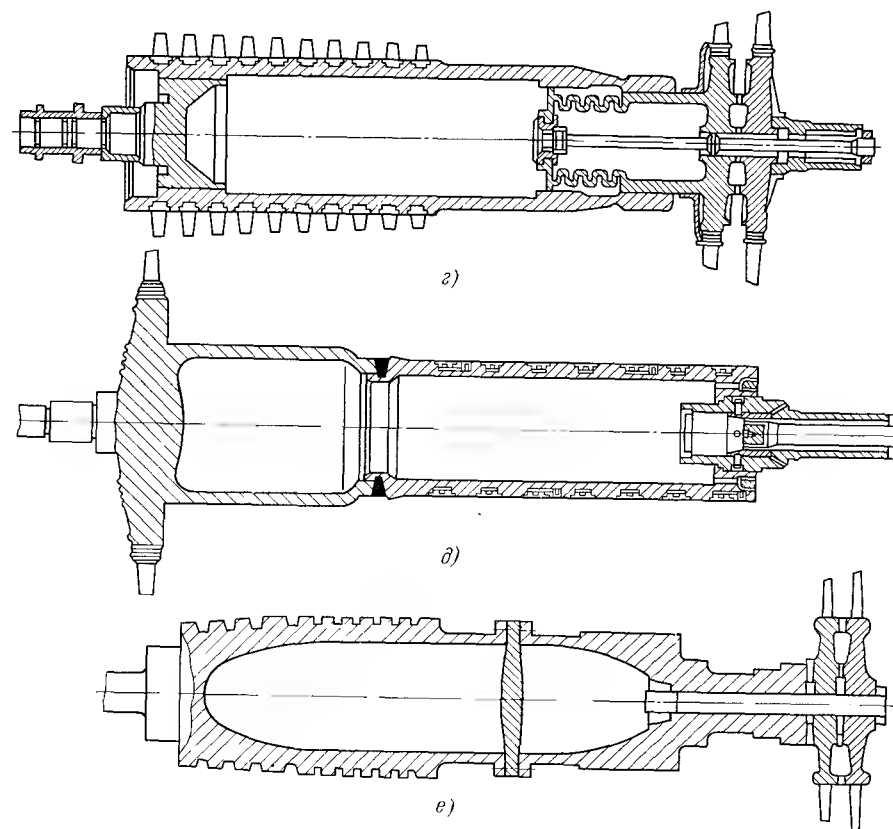


Рис. 121. Барабанные роторы

а — ГТ-700-5 ИЗЛ; б — ГТУ-20 ЛКЗ — компрессор низкого давления; в — ГТУ мощностью

моноблочных агрегатах с общим двухпорным ротором турбокомпрессора. Для получения высокой жесткости ротора диаметр вала выбирают повышенных размеров (рис. 123, а), или в качестве вала используют барабан цилиндрической или конической формы (см. рис. 13 и 123, б). Напряжения, возникающие в диске при большом диаметре расточки, не превышают общепринятого уровня в связи с малыми нагрузками от лопаток. Как видно из рис. 123, а, на одном диске можно расположить два ряда лопаток.

Крутящий момент от вала к дискам передается через шпонки, шлицованную поверхность вала (см. рис. 13), радиальные заклепки или вследствие сил трения при горячей посадке дисков на вал (рис. 123, а и б). В авиационных компрессорах момент передается в результате натяга диска при плотной посадке:



осевых компрессоров:

г — ГТУ мощностью 3000 л. с. фирмы Метро-Виккерс; д — ГТУ-6; е — ГТУ-3Г; 3000 квт фирмы Зульцер

его на конический вал. Во избежание ослабления натяга при работе двигателя и для удобства пригонки посадочной поверхности иногда вводят промежуточную втулку, связанную с диском радиальными пальцами. Бесшпоночное соединение применимо при передаче относительно небольшого крутящего момента. Такое соединение позволяет изготавливать диски из алюминиевых сплавов, имеющих больший коэффициент линейного расширения, чем у стали. Стальные диски можно соединять с валом шлицами

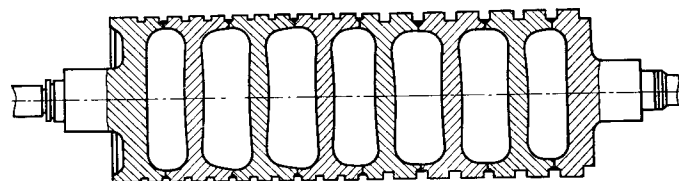


Рис. 122. Сварной ротор осевого компрессора ГТУ фирмы Броун — Бовери

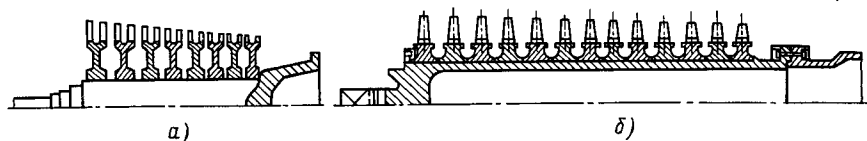


Рис. 123. Роторы с насадными дисками осевых компрессоров ГТУ фирмы Вестингауз:

а — мощностью 5000 кВт; *б* — мощностью 8500 кВт

любого общепринятого профиля — прямоугольными, треугольными, эвольвентными. Диски из алюминиевых сплавов требуют специального профиля трапецевидной формы с радиальным направлением боковых граней; в этом случае при расширении диска относительно вала соблюдается геометрическое подобие соединения и контакт по боковым граням шлицев не нарушается.

В компрессорах авиационных двигателей используют известный в паротурбостроении способ передачи крутящего момента от диска к диску при помощи торцовых шпонок. При этом вал компрессора не участвует в передаче момента и может быть выполнен тонкостенным.

Дисковые наборные роторы получили в компрессорах наибольшее применение, так как наряду с описанными выше технологическими преимуществами они имеют высокую жесткость и прочность.

В осевом направлении диски и хвостовые цапфы ротора плотно стягивают одним центральным (рис. 124 и 93, *а*) или несколь-

кими периферийными болтами (рис. 125). Иногда лопатки крепят между дисками, а над внешней поверхностью обода дисков располагают ряды направляющих лопаток. При наличии одного

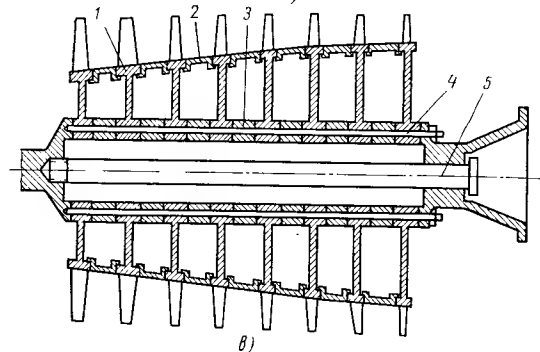
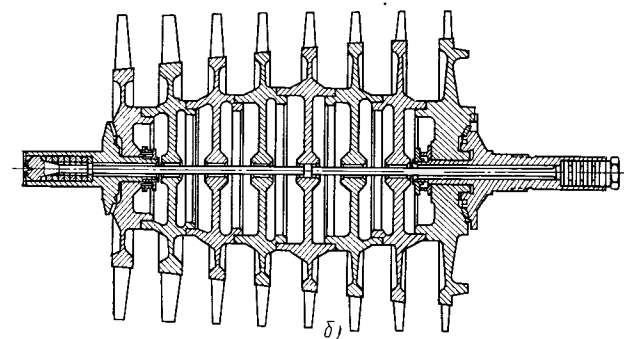
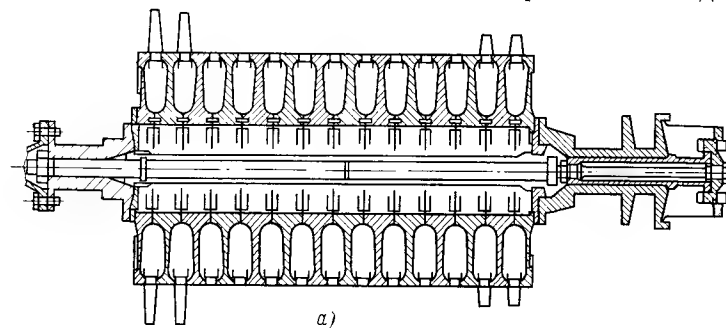


Рис. 124. Дисковые наборные роторы с центральной стяжкой осевых компрессоров:

а — ГТУ мощностью 1000 кВт фирмы Аллен; *б* — ГТУ РД-10 (реактивный двигатель); *в* — ГТУ мощностью 40 000 кВт фирмы СТАЛ

центрального стяжного болта должны быть предусмотрены специальные элементы для передачи крутящего момента. Так, в роторе ГТУ фирмы Аллен (рис. 124, *а*) крутящий момент пере-

дается осевыми штифтами в ступицах дисков. Этот способ получил большое распространение и в роторах других типов, в том числе роторах центробежных компрессоров. Хвостовые цапфы ротора соединены с первым и последним дисками с помощью конических шлицев треугольного профиля.

В компрессоре турбореактивного двигателя РД-10 крутящий момент передается силами трения по посадочным поясам дисков (рис. 124, б). Диски, кроме того, соединены радиальными стопорными болтами. В ГТУ мощностью 40—50 мвт фирмы СТАЛ (рис. 124, в) роторы компрессоров стянуты центральным болтом 5; крутящий момент передается через шпонки между дисками 1 и внутренними распорными кольцами 3, а также вследствие наличия трения между дисками и внешними кольцами 2. Периферийные болты 4 — технологические, облегчающие процесс сборки.

В роторе ГТУ CS-600 фирмы Центракс (рис. 93, а), наряду с центрированием дисков по заплечикам в ободу и наличием центрального стяжного болта, диски насажены на полый вал с внешней шлицевой поверхностью. Вал только передает крутящий момент. Компрессор выполнен осецентричным. Из пяти осевых ступеней четыре (от второй до пятой) имеют рабочие лопатки с Т-образными хвостами, зажатыми между дисками, а лопатки первой ступени и входного направляющего аппарата центробежного колеса крепят осевыми елочными хвостами.

Центральный стяжной болт воспринимает значительные усилия вследствие предварительного его натяга и возможной разности температур между дисками и болтом, особенно в том случае, если диски изготовлены из алюминиевых сплавов с большим коэффициентом линейного расширения. Во избежание ослабления затяжки дисков в процессе эксплуатации центральный болт, изготовляемый из высокопрочной легированной стали, устанавливают со значительным предварительным натягом, а в ряде случаев под его головку и под гайку вводят пружинные элементы (см., например, рис. 124, б).

Во избежание резонансных колебаний и прогиба центрального стяжного болта в одном или нескольких местах он опирается на соответствующее посадочное место в диске. При большом диаметре внутренней расточки ротора один из дисков выполняют с малым отверстием специально для поддержки центрального болта. Так как центральный болт воспринимает значительные нагрузки, шире применяется схема, при которой диски стягивают периферийными болтами. При этом появляется возможность выполнения дисков без центрального отверстия для понижения уровня напряжений в полотне диска. Кроме того, соединение дисков периферийными болтами — единственный вид крепления дисковых наборных роторов, внутри которых проходит вал другого турбокомпрессора или силовой

турбины. Как правило, такие диски выполняют без центральных отверстий, зачастую постоянной толщины, или конической формы. Так как нагрузки от рабочих лопаток относительно невелики, а жесткость наборного ротора значительна, диски можно выполнять постоянной толщины без облегчающих выточек по полотну (диски первых ступеней ГТУ фирмы Джeneral — Электрик, см. рис. 125, а).

Взаимное центрирование дисков выполняют как по заточкам малого диаметра в центральной части, так и по поясам в периферийных полках. Диски иногда центрируют с помощью призонных втулок, которые служат также для передачи крутящего момента.

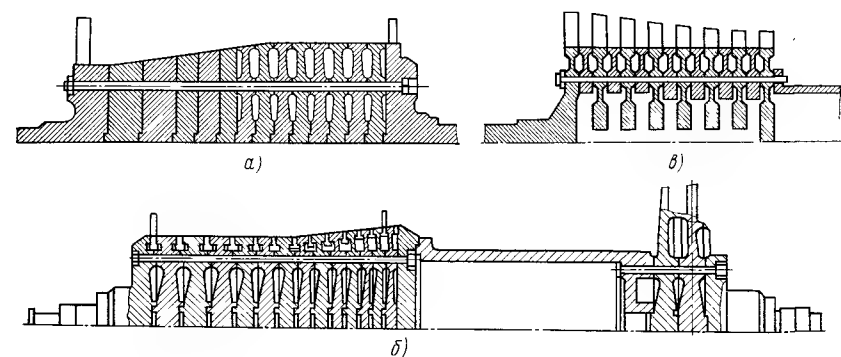


Рис. 125. Дисковые наборные роторы с периферийными стяжками осевых компрессоров:

а — ГТУ мощностью 16 500 квт фирмы Джeneral Электрик; б — ГТУ 305 фирмы Кларк; в — ГТУ ОТ-С-5 фирмы Оренда

Внешняя поверхность ротора между рядами рабочих лопаток может быть образована заплечиками дисков (рис. 125, а), промежуточными кольцами (рис. 124, в) и специальными промежуточными дисками (рис. 125, в). При закреплении рабочих лопаток между дисками (рис. 124, а и 125, б) направляющие лопатки компрессора располагают над цилиндрической поверхностью обода диска. В компрессорах фирмы Вестингауз диски по периферии имеют небольшие заплечики, над которыми размещены уплотнительные усики внутренних бандажей направляющих лопаток.

Для предотвращения чрезмерного прогиба периферийных болтов под действием центробежных сил, зазор между болтами и отверстиями в дисках выбирают в соответствующих пределах или предусматривают несколько опорных поясков по длине болта.

Необычную конструкцию имеет дисковый наборный ротор ГТУ мощностью 160 л. с. фирмы Центракс (рис. 126). В роторе

отсутствуют стяжные болты, а связь дисков между собой осуществлена осевыми призонными пальцами, запрессованными парно в каждые три диска.

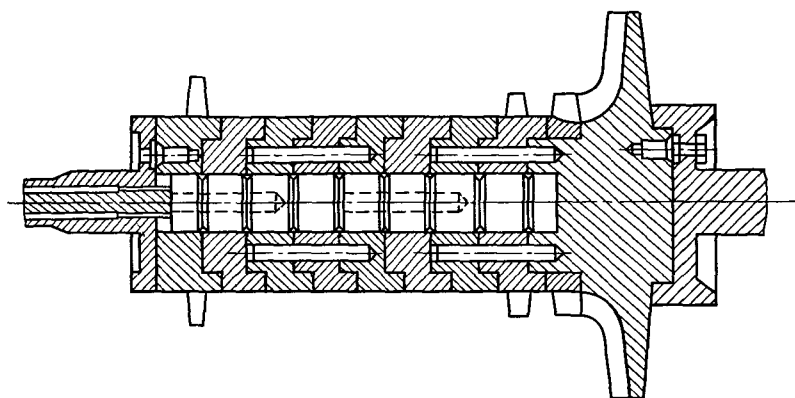


Рис. 126. Дисковый наборный ротор с призонными пальцами осевого компрессора ГТУ фирмы Центтракс

Роторы центробежных компрессоров

Ротор турбокомпрессора ГТУ малой мощности имеет, как правило, две опоры, причем в ряде случаев рабочее колесо компрессора (крыльчатка) и колесо радиальной турбины совмещены в единый узел. Так как рассмотрение этих элементов в отдельности не может дать представления о конструктивной схеме ротора, в данном разделе конструкции некоторых крыльчаток компрессора описываются во взаимосвязи с турбинными колесами.

Воздух в рабочее колесо компрессора поступает в осевом направлении, а радиальное направление поток получает в пределах крыльчатки. Для обеспечения высокой степени сжатия в одноступенчатом компрессоре окружная скорость на периферии колеса достигает 400 м/сек и более, что вызывает высокие напряжения в его элементах. Это в значительной степени предопределяет применение крыльчаток с радиальным расположением лопаток, ибо в криволинейных лопатках возникают повышенные напряжения. Рабочие колеса с криволинейными лопатками имеют пониженный к. п. д. и сложны в изготовлении, поэтому несмотря на возможность получения большей степени сжатия при равных окружных скоростях, криволинейные лопатки практически не нашли применения в компрессорах ГТУ и используются только в редких случаях при низких окружных скоростях в многоступенчатых центробежных компрессорах. Из-за сложности изготовления и повышенного уровня напряжений

также не получили распространения и крыльчатки закрытого типа.

Для безударного входа воздуха в крыльчатку входные участки лопаток должны быть отогнуты в сторону направления вращения. Этот участок крыльчатки — вращающийся направляющий аппарат (ВНА) — может быть выполнен или как одно целое с колесом, несущим радиальные лопатки, или в виде отдельного элемента. Совместное выполнение ВНА с лопатками имеет свои технологические затруднения, так как фрезеровать криволинейные каналы сложно, а чтобы отогнуть кромки лопаток следует подрезать их у основания, что снижает прочность лопаток. Если выполнять ВНА отдельно, технологический процесс упрощается и появляется возможность использования различных материалов для ВНА и собственно крыльчатки. ВНА может быть изготовлен из легированной стали, хорошо противостоящей эрозионному износу, а крыльчатка — из легких алюминиевых сплавов. Раздельное исполнение ВНА во избежание вибрационных поломок требует точной пригонки и плотного соединения его с лопатками.

В центробежных компрессорах ГТУ в равной мере нашли применение оба варианта конструкции рабочего колеса.

На рис. 127 показаны различные соединения рабочих колес одноступенчатых компрессоров с другими элементами ротора турбокомпрессора. К первой группе отнесены (рис. 127, а — е) роторы с крыльчатками, насаженными на сплошной или полый вал. Фиксация их в осевом направлении на валу осуществляется плотной посадкой, с помощью гаек, навинченных на вал ротора, или периферийными болтами-стяжками. Ко второй группе отнесены (рис. 127, ж — и) роторы, не имеющие вала: ротор состоит из рабочего колеса компрессора, хвостовых цапф, промежуточных втулок и других элементов, центрирующихся кольцевыми заточками и стянутых центральным болтом.

Крутящий момент от турбины к крыльчатке компрессора передается вследствие плотной посадки крыльчатки на вал или при помощи шпонок, осевых штифтов и шлицев — радиальных или торцовых. Плотная посадка на вал создает повышенные напряжения на расточке крыльчатки, опасность ослабления соединения при работе и сложность при разборке; посадка при помощи шпонок ослабляет крыльчатку и характерна для низконапряженных конструкций стационарных ГТУ. В большинстве ГТУ для передачи крутящего момента используют торцовые соединения в виде осевых штифтов (рис. 127, в, е — з), периферийных болтов (рис. 127, а), прямоугольных выступов или радиальных штифтов (рис. 127, д), которые не ослабляют крыльчатку.

Для сокращения расстояния между опорами в двухопорных роторах или уменьшения величины консоли в консольном роторе турбокомпрессора можно использовать такое конструктив-

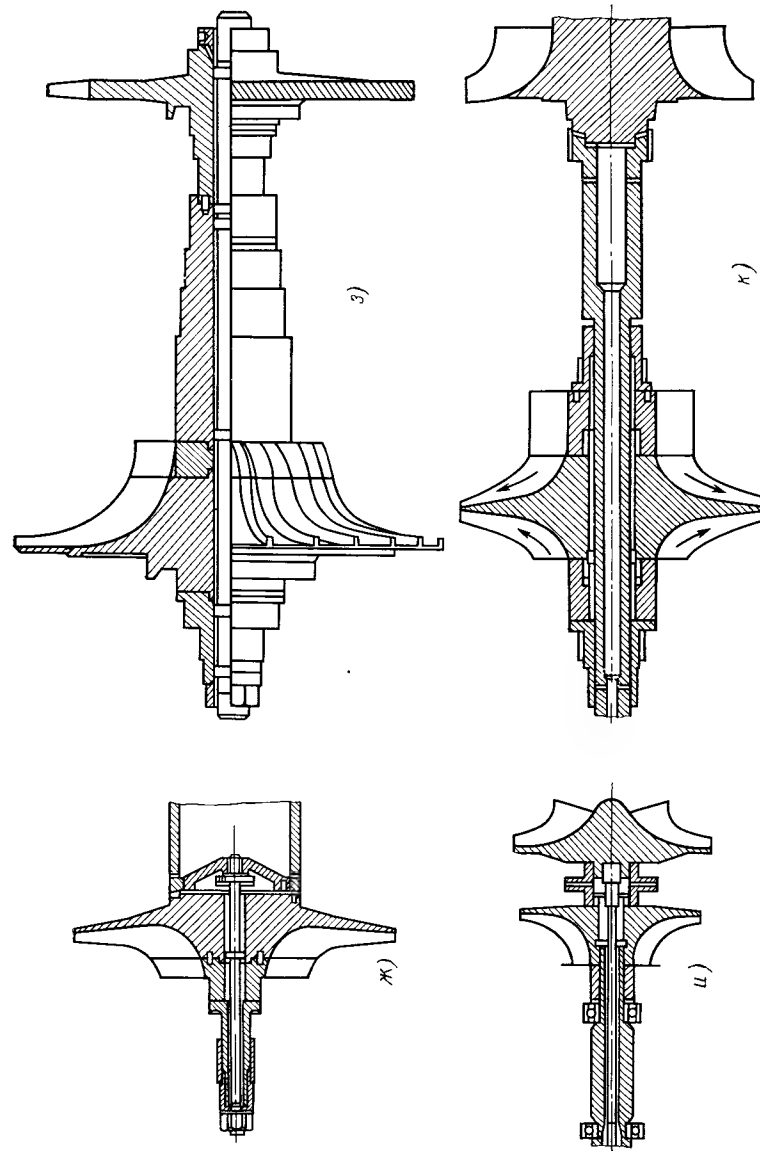
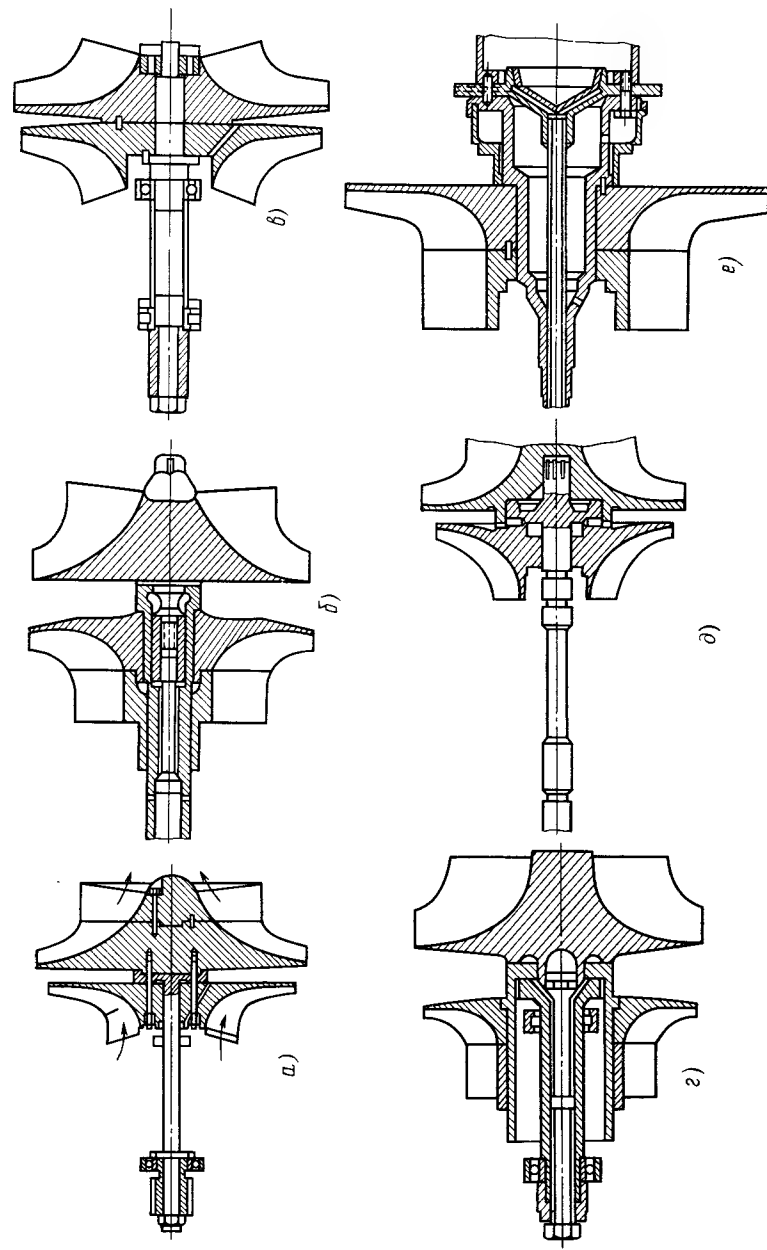


Рис. 127. Роторы одноступенчатых центробежных компрессоров:

а — ГТУ мощностью 250 л. с. фирмы Стандарт Мотор; б — ГТУ 2S/150 фирмы Ровер; в — ГТУ «Брилл Марк II» фирмы Бадворт; ж — ГТУ фирмы Делт; з — ГПЖЗ завода «Экономайзер»; и — ГТУ «Артус» фирмы Турбомек; к — ГТУ TE фирмы Рустон; л — ГТУ 1-16 фирмы Ричардсон Вестарг (цикл Худри); м — ГТУ 6002 фирмы БМВ; н — ГТУ 520 фирмы Бонинг

ное решение, при котором ВНА или всю крыльчатку выполняют с увеличенной расточкой, а внутри крыльчатки располагают суппорт с подшипником (рис. 127, в). Лабиринтное уплотнение компрессора в такой конструкции может быть вынесено на внутреннюю сторону расточки крыльчатки. Лабиринтное уплотнение может быть расположено внутри выточки на передней части ВНА, благодаря чему передний подшипник двухпорного ротора придвинут вплотную к рабочему колесу (рис. 127, е). Таким же образом организовано уплотнение в двигателе ГПЖН завода «Экономайзер» (рис. 127, д). Консольный ротор турбокомпрессора имеет очень глубокую выточку на валу, которая позволяет до минимума сократить расстояние от подшипника до центра тяжести ротора (рис. 127, е).

ГТУ малой мощности, применяемые для аварийной службы и другой кратковременной работы, должны отличаться простотой конструкции и иметь малый вес, что достигается даже в ущерб экономичности. В этих установках большой популярностью пользуются радиальные роторы с центробежными компрессорами и центростремительными турбинами. Роторы такого типа используют также в установках с очень малым расходом воздуха (рис. 127, а — д и 128). Ротор, изображенный на рис. 128, в, характерен тем, что рабочие колеса компрессора и турбины совмещены в одной поковке. Недостатком подобной схемы являются повышенные перетечки воздуха из компрессора к турбине, так как лабиринтное уплотнение вынесено на периферию рабочего колеса компрессора. Кроме того, благодаря интенсивному отводу тепла от горячего диска турбины к крыльчатке компрессора происходит нагрев воздуха при сжатии его в компрессоре; к. п. д. компрессора поэтому понижается примерно на 1%, но вследствие отвода тепла появилась возможность выполнить колесо турбины из ферритной стали.

Аналогичный ротор, выполненный из одной поковки, был применен также в турбокомпрессоре высокого давления автомобильного газотурбинного двигателя 704 фирмы Форд (рис. 128, а). Использование такой схемы было вызвано высокой температурой перед турбиной ($t = 927^\circ\text{C}$) и большими напряжениями в рабочем колесе турбины (число оборотов ротора 91 500 в минуту).

Ротор турбокомпрессора, показанный на рис. 128, в, опирается на подшипники, расположенные по обеим сторонам рабочих колес, все остальные ГТУ подобного типа имеют консольные роторы с расположением обоих подшипников со стороны компрессора и отдельными рабочими колесами компрессора и турбины. Это позволяет устанавливать лабиринтное уплотнение на малом диаметре между рабочими колесами.

Роторы с малым диаметром валов и большими консолями обычно имеют очень низкое критическое число оборотов рото-

ра — значительно ниже числа оборотов холостого хода. Так, в ГТУ фирмы Стандарт Мотор (рис. 127, а) критическое число оборотов ротора составляет 4000 в минуту при рабочем числе оборотов 24 000 в минуту.

Необычное рабочее колесо компрессора выполнила фирма Крайслер. Крыльчатка имеет двухрядный ВНА, лопатки которого свободно установлены в пазах вала и стянуты предварительно нагретым стальным бандажом. Лопатки ВНА и крыльчатка закрытого типа изготовлены из алюминиевого сплава.

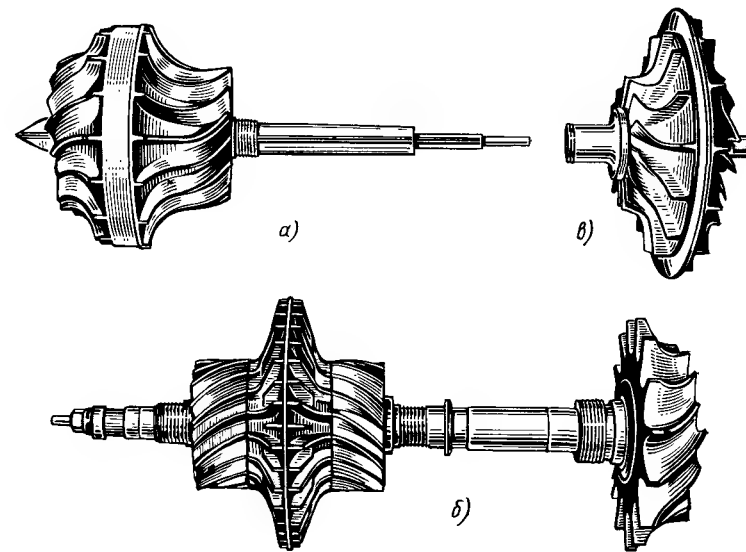


Рис. 128. Общий вид роторов центробежных компрессоров:
а — модели 704 фирмы Форд (турбокомпрессор высокого давления); б — ГТУ 520 фирмы Боинг; в — ГТУ мощностью 200 л. с. фирмы Аллен

В последующей модели двигателя фирма отказалась от крыльчатки закрытого типа, но сохранила двухступенчатый ВНА. На рис. 64, б показана ГТУ мощностью 140 л. с. Первая ступень ВНА отлита из стали, вторая ступень выполнена как одно целое с крыльчаткой из алюминиевого сплава и образована отогнутыми входными кромками лопаток. Кромка каждой второй лопатки отогнута, остальные лопатки имеют укороченный входной участок. (Такую же конструкцию имеет рабочее колесо с одноступенчатым ВНА в двигателе CR-2A, рис. 64).

Чтобы повысить расход воздуха в центробежных компрессорах, применяют двусторонний вход. Эта схема, хорошо известная в авиационной практике, нашла сколько-нибудь широкого использования в стационарном и транспортном газотурбостроении, так как при повышенных расходах воздуха целесообразнее

выполнять осевой компрессор. Только в одной ГТУ мощностью 400 л. с. модели 520 фирмы Боинг применен центробежный компрессор с двойным входом (рис. 128, б). Расход воздуха составляет 2,27 кг/сек. Благодаря очень большой окружной скорости (530 м/сек) достигнута необычно высокая степень повышения давления (6,5). К крыльчатке из алюминиевого сплава с обеих сторон прикреплены на штифтах направляющие аппараты, изготовленные из стальных поковок.

Роторы многоступенчатых центробежных компрессоров ГТУ малой мощности (см. рис. 96, в) имеют две ступени сжатия; степень повышения давления порядка 5,5—7,0.

В многоступенчатых компрессорах замкнутых ГТУ и ГТУ большой мощности в связи с низкими окружными скоростями рабочие колеса выполняют обычно закрытыми с криволинейными лопатками (см. рис. 96, а и б). В роторе компрессора ГТУ мощностью 2000 кВт фирмы Эшер — Висс рабочие колеса закрытого типа изготовлены из хромоникелевой стали и напрессованы на вал. В ГТУ фирмы Бритиш Томпсон Хаустон все элементы ротора компрессора выполнены из 3%-ной хромомолибденовой стали. Рабочие лопатки колес приклепаны к дискам; лопатки криволинейные, с наклоном назад — в сторону, противоположную направлению вращения ротора; окружная скорость 260 м/сек.

Рабочие лопатки

Рабочие лопатки компрессоров нагружены значительными центробежными и изгибающими усилиями, а также подвержены вибрационным нагрузкам вследствие неравномерности полей скоростей и давлений. К точности обработки профильной части и чистоте ее поверхности предъявляют очень высокие требования, так как эти факторы определяют к. п. д. компрессора и прочность лопатки. Лопатки полируют, причем забоины и риски выводят так, чтобы они имели очень плавные переходы. Радиус перехода от профильной к хвостовой части должен быть по возможности большим во избежание повышенной концентрации напряжений.

Материалом лопаток компрессоров стационарных и транспортных ГТУ служит обычно нержавеющая сталь; алюминиевые сплавы, широко используемые в авиационных двигателях, при работе в наземных условиях подвергаются усиленному эрозионному износу и коррозии. Активно эродируют также лопатки из пластических масс.

Применяют различные виды крепления лопаток к ротору, так как это хвостовое соединение работает при низких температурах и нагрузки в его элементах ниже, чем в хвостах турбинных лопаток.

Тип хвостового соединения определяется конструкцией ротора. При цельнокованых и сварных роторах обычно лопатки крепят в пазах, проточенных по окружности. Аналогичным образом

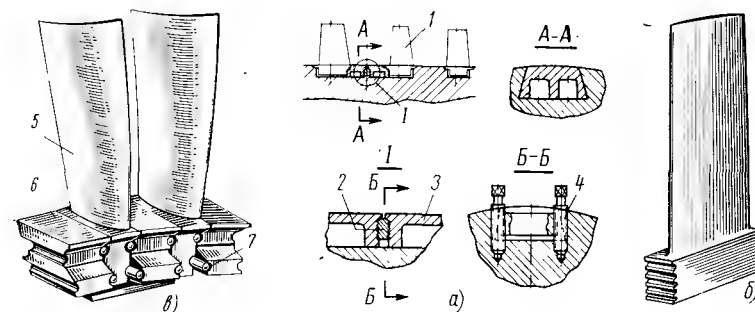


Рис. 129. Рабочие лопатки компрессоров:

а — ГТ-700-5 НЗЛ; б — ГТУ L-51С компании АЕI; в — ГТУ G-9 ГДР;
1 — лопатка с зубчатым хвостом; 2 — клин; 3 — замковая вставка; 4 — стопорный винт; 5 — лопатка; 6 — проставка; 7 — штифт

можно крепить лопатки и в дисковых роторах. На рис. 129 и 130 показаны различные варианты крепления рабочих лопаток

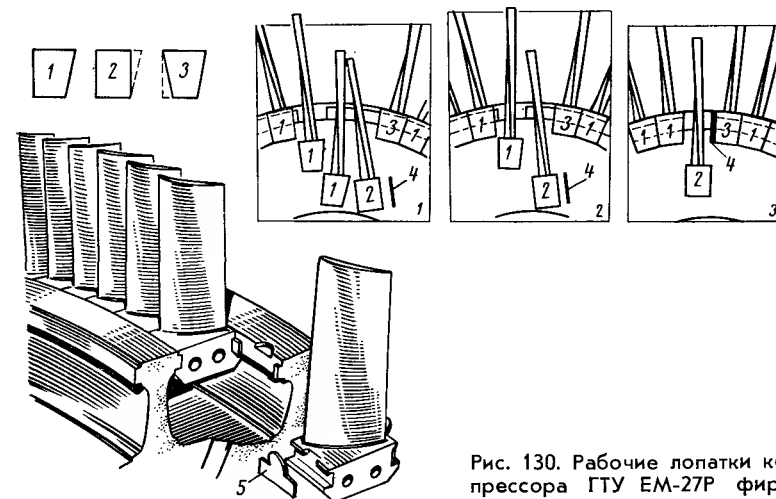


Рис. 130. Рабочие лопатки компрессора ГТУ ЕМ-27Р фирмы Инглиш Электрик

в кольцевых пазах. Лопатки, показанные на рис. 131, а, имеют на нижнем конце уступ и закреплены между профильными промежуточными проставками.

В дисковых роторах используется также крепление лопаток вильчатыми хвостами.

В ГТУ ЕМ-27Р фирмы Инглиш Электрик рабочие лопатки закреплены Т-образным хвостом в пазах, проточенных по окружности (рис. 130). Каждую стандартную лопатку 1 перед установкой поворачивают на 90° , опускают через замковую прорезь в глубокий паз, затем поворачивают в нормальное положение и заводят по окружности паза. Последние три лопатки — стандартную, замковую 2 и подгоночную 3 устанавливают в последовательности, показанной на схеме. Замковая лопатка имеет

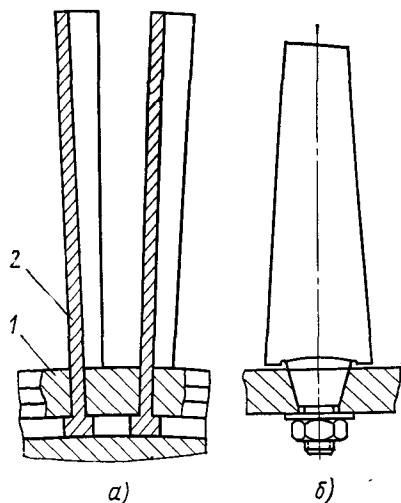


Рис. 131. Рабочие лопатки компрессора ГТУ:

а — фирмы Броун-Бовери; б — фирмы Аллис Чалмерс; 1 — прокладка; 2 — лопатка

прямоугольный хвост. Между замковой и подгоночной лопатками предусмотрена прокладка 4 для сохранения шага. В хвосте последней лопатки устанавливают пластины 5, усики которых отгибают для фиксации лопатки.

В дисковых наборных роторах лопатки крепят в пазах между дисками (см. рис. 93, а; 124, а; 125, б) — это наиболее простое конструктивное решение крепления, так как оно не требует установки замковой лопатки.

В компрессорах авиационных двигателей широко используют индивидуальное крепление лопаток в осевых и косых пазах, выполненных в ободе диска. Этот способ крепления применяют иногда в стационарных и транспортных ГТУ. Профиль паза обычно имеет конфигурацию типа «ласточкин хвост»; в особо нагруженных

лопатках первых ступеней иногда используют крепление типа «елочный хвост» (ГТУ СS-600 фирмы Центракс). Индивидуальное крепление при свободной посадке допускает возможность самоустановки лопаток под действием центробежных сил и газового усилия. Различные способы стопорения в пазах показаны на рис. 132. На рис. 131, б дана рабочая лопатка компрессора фирмы Аллис Чалмерс (не газотурбинного) с индивидуальным креплением на коническом хвостовике с гайкой (ротор компрессора — барабанный).

ПРОТИВОПОМПАЖНЫЕ И СБРОСНЫЕ КЛАПАНЫ

В газотурбинных установках с осевыми компрессорами на пусковых режимах и малых нагрузках иногда предусматривают перепуск части воздуха в атмосферу из промежуточных ступе-

ней, или в сложных схемах из трубопроводов между компрессорами.

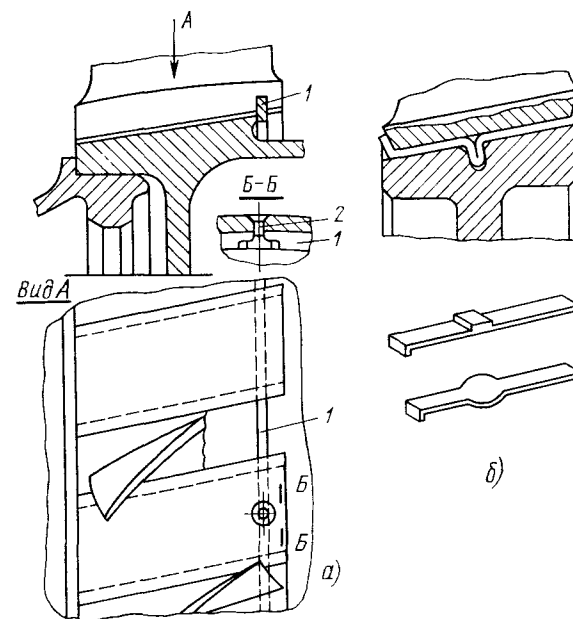


Рис. 132. Способы стопорения рабочих лопаток с осевым хвостом:

а — стопорение пружинным кольцом всех лопаток; б — индивидуальное стопорение лопаток; 1 — кольцо; 2 — штифт

Из воздухохорных камер компрессора воздух отводят в атмосферу через противопомпажные клапаны, управляемые автоматически системой регулирования двигателя.

В установках с развитым воздушным трактом при резком падении нагрузки возможно значительное увеличение чисел оборотов вследствие большой энергии, аккумулированной в тракте. Эта опасность велика при наличии свободной силовой турбины и регенератора в связи с большой тепловой инерцией регенератора. В подобных установках иногда предусматривают сбросные клапаны, которые при резком падении нагрузки быстро выпускают избыток воздуха из тракта в атмосферу.

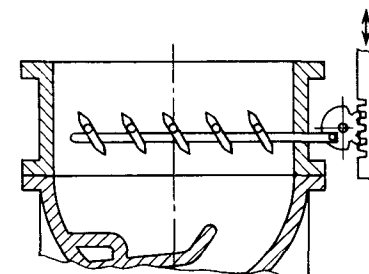


Рис. 133. Схема поворотных жалюзи ГТУ-15 завода «Экономайзер»

В ГТУ мощностью 1500 кВт завода «Экономайзер», кроме сбросного клапана, прикрывают жалюзи на входе в компрессор (рис. 133).

На рис. 134 показаны различные конструкции клапанов. В основном применяют клапаны тарельчатого типа с осевым перемещением тарелки. В поворотных клапанах труднее достиг-

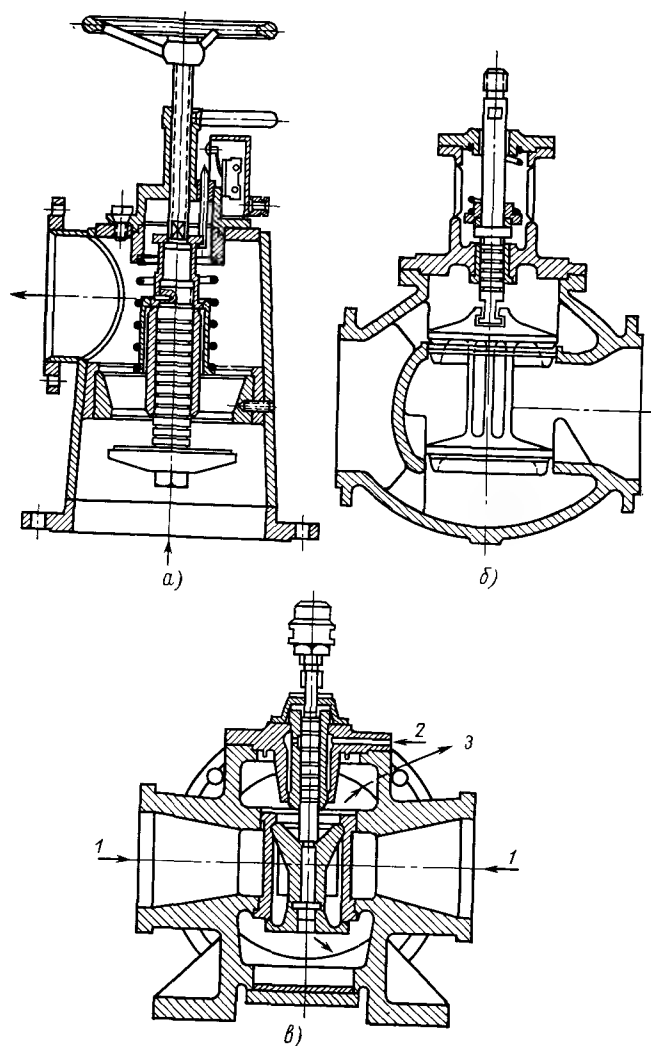


Рис. 134. Противопомпажные и сбросные клапаны ГТУ:
а — ГТУ-20 ЛКЗ; б — ГТ-700-4 НЗЛ; в — ГТ-700-5 НЗЛ (сбросной клапан для выпуска газа): 1 — вход газа; 2 — вход уплотняющего воздуха; 3 — выход газа

нуть плотного соединения, поэтому в стационарных и транспортных ГТУ они не нашли применения.

Перемещение тарелки или поршня осуществляется гидравлическим или пневматическим сервоприводом, преодолевающим силу давления воздуха на тарелку клапана. Сбросной клапан ГТУ фирмы Аллен имеет две тарелки; при этом клапан практически разгружен от осевого усилия, создаваемого давлением воздуха, и перестановочное усилие сервомотора сведено к минимуму. Применение двух тарелок сокращает поперечные размеры клапана, но создает определенные затруднения при обеспечении плотности одновременно в двух посадочных поясах. Аналогичный сбросной клапан применен в установках ГТ-700-5 и ГТ-700-4 НЗЛ (рис. 134, б). Воздух из напорной магистрали компрессора подведен к клапану по трубе диаметром 350 мм. Приводом клапана служит масляный сервомотор.

Однако при применении масляного сервомотора возможно просачивание масла через манжеты поршня или набивку штока, в результате оно попадает в воздушный тракт установки, вызывая загрязнение лопаточного аппарата компрессора и теплообменной поверхности воздухоохладителей. Просачивание возможно и при проверке клапанов или маслосистемы на неработающей установке. Поэтому при проектировании клапана должна быть предусмотрена очень тщательная организация дренажа просачивающего масла.

На рис. 90, а; 92, д; 93, б показано расположение противопомпжных клапанов в различных ГТУ. Воздух из клапанов выходит непосредственно в машинный зал или по трубопроводам за пределы помещения, а также в выпускной патрубок турбины и во входной патрубок компрессора. В ГТУ фирмы СТАЛ воздухоохладитель располагается в отдельном помещении, через которое проходит воздух от входных фильтров к всасывающему патрубку компрессора. Противопомпжный клапан в этой установке размещен на воздухоохладителе, и воздух поступает на вход компрессора.

ОЧИСТКА ОТЛОЖЕНИЙ В КОМПРЕССОРАХ

Наиболее простым способом очистки загрязненной проточной части компрессора является периодический ввод во всасываемый воздух различных растворов и твердых примесей для промывки и очистки лопаток. Состав жидкостей зависит от характера отложений. Чаще всего вместе с водой подают какое-либо моющее обезжиривающее вещество, способное растворить маслянистые отложения на лопатках. Фирма Бристоль — Сиддли рекомендует для стационарных установок следующие составы: а) дистиллированную воду и керосин в соотношении 2 : 1; в зимнее время к воде добавляют жидкость, замерзающую при низких

температурах (антифриз); б) дистиллированную воду и керосин в отношении 1:1; зимой — воду, изопропиловый спирт и керосин в отношении 2:1:1. Имеется также ряд патентованных моющих жидкостей.

Моющие средства сохраняются в специальных баках с отдельными отсеками для каждого компонента. Смешение их происходит в трубопроводе при подаче в компрессор. Исключение составляют присадки антифриза, которые добавляют непосредственно в бак, чтобы не замерзала вода. Емкость бака стационарной ГТУ фирмы Бристоль — Сиддли мощностью 17 500/20 000 кВт — 1140 л — по 570 л воды и керосина.

Опыт эксплуатации ряда установок и в том числе ГТУ G-6 на судне «Девоншир» показал, что наибольший эффект дает промывка компрессора сразу же после снятия нагрузки; после длительной стоянки удаление отложений затруднено.

Обычно компрессор промывают на холостом ходу перед остановкой агрегата. После снятия нагрузки ГТУ выдерживают в течение определенного времени на холостом ходу для понижения температуры ее элементов, затем промывают и опять выдерживают на холостом ходу, чтобы полностью удалить жидкость и осушить проточную часть. В ГТУ фирмы Бристоль — Сиддли мощностью 17 500/20 000 кВт эти три этапа занимают соответственно 5; 2 и 3—5 мин; расход моющей жидкости 13,6 л/мин. Для ГТУ «Протей» фирмы Бристоль — Сиддли мощностью 3000 кВт длительность промывки 3 мин, расход жидкости 4,5 л/мин.

Моющую жидкость подают в компрессор ручным или электрическим насосом; может быть предусмотрена автоматическая система включения насоса по установленной программе.

Если промывка не восстанавливает полностью мощность установки, лопатки компрессоров очищают путем ввода в проточную часть абразивных и абсорбирующих веществ, которые всасывают и удаляют осажденные на лопатках загрязнения. Обычно для этого используют опилки и некоторые размолотые неорганические абразивы. Могут быть использованы также составы, применяемые для очистки турбинных лопаток, — размолотые скорлупы грецкого ореха, персиковые косточки и т. п.

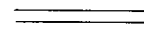
На газоперекачивающих станциях США, оборудованных ГТУ мощностью 7500 л. с. фирмы Джeneral — Электрик, компрессоры очищают каждые семь дней без остановки агрегата путем ввода в проточную часть мелкодисперсного абразивного порошка из обезжиренного кокса, получаемого из продуктов переработки нефти.

Компрессор ГТУ мощностью 5850 кВт фирмы Фиат, установленный на цементном заводе в Аргентине, в первый период эксплуатации подвергался чистке каждые 500 ч впрыскиванием 540 л горячего водного раствора очистителя, а затем 540 л хо-

лодной воды при прокручивании охлажденного турбокомпрессора пусковым электродвигателем. Вследствие большой тепловой инерции регенератора (массой 80 т) процесс охлаждения агрегата длился более 30 ч, поэтому для ускорения процесса очистки был использован иной метод: при полной нагрузке ГТУ каждые 250—300 ч во входной патрубке компрессора вводилось 20 кг риса в течение 5 мин. Необходимость в промывке агрегата при этом не отпадает, но период между промывками увеличивается до 2500—3000 часов.

Во избежание засорения узких каналов и трубопроводов отбора воздуха из компрессора для охлаждения турбины на период ввода твердых веществ их необходимо закрывать. Так как жидкость, поданная на вход компрессора, через несколько ступеней центрифугируется, в ряде конструкций предусмотрен подвод жидкости в нескольких местах — после каждой группы ступеней.

Однако далеко не всегда введение жидких и твердых моющих и очищающих веществ обеспечивает полное восстановление мощности установки. В ряде случаев необходима ручная чистка лопаток.



ТУРБИНЫ

ТИПЫ ТУРБИН

Турбины ГТУ аналогичны паровым турбинам, но специфической их особенностью является то, что только 30—40% мощности турбин реализуется в приводном механизме, а остальная мощность используется для привода компрессора. Поэтому повышение к. п. д. газовой турбины на 1%, приводящее к увеличению мощности турбины на такую же величину, повышает полезную мощность установки приблизительно на 3%. Исходя из этого ясны особо жесткие требования, предъявляемые к отработке аэродинамики проточной части турбины.

Наряду с увеличением к. п. д. проточной части одним из основных путей для повышения мощности турбины служит увеличение начальной температуры газа. Выбор начальной температуры зависит от ряда факторов и в первую очередь от вида топлива и ресурса работы установки.

Тяжелое жидкое топливо с содержанием серы и ванадия предопределяет начальную температуру газа не выше 650°С в связи с возможной коррозией лопаток. Легкое жидкое и газообразное топливо не лимитирует температуру газа перед соплами. В этом случае определяющим фактором является прочность элементов ротора турбины. Так как в настоящее время еще не существует внедренных в практику способов охлаждения рабочих лопаток газовых турбин, температура лопаток определяется температурой газового потока. Характеристики ползучести (крип) материала определяют взаимосвязь между напряжениями в лопатках и ресурсом их работы. На промежуточных нагрузках снижаются температура газа или скорость вращения турбины, что приводит к резкому увеличению ресурса облопачивания. Ресурс работы облопачивания из сплавов типа Нимоник для простейшей ГТУ с разрезным валом при нагрузке 95% возрастает более чем в 2 раза, при нагрузке 90% — почти в 5 раз, а при нагрузке 80% — в 40 раз. Поэтому начальную температуру газа нужно выбирать по эквивалентному времени с учетом

режимов работы на протяжении всего периода эксплуатации установки.

Значительное влияние на ресурс оказывает число пусков ГТУ, так как в период пуска и быстрого набора мощности возникают значительные напряжения в элементах ротора. Так, ресурс стационарной пиковой ГТУ мощностью 10 000 кВт на базе турбореактивного двигателя «Эвон» фирмы Роллс Ройс составляет 8000 ч при 10 пусках, 2400 ч при 1500 пусках и 1800 ч при 1800 пусках. Таким образом, один пуск эквивалентен примерно 3,5 ч работы при полной нагрузке.

Специфической особенностью первых ступеней газовых турбин в отличие от паровых являются большие объемные расходы рабочего тела, определяемые его высокой температурой, низким уровнем давления, а также большим массовым расходом на единицу полезной мощности. Благодаря этому в ГТУ мощностью более 100—200 кВт лопатки имеют приемлемую высоту и турбины могут быть выполнены осевыми.

Выбор числа ступеней осевых турбин служит основным критерием при проектировании турбины. В практике стационарного и транспортного газотурбостроения строят как мало-, так и многоступенчатые турбины. С ростом числа ступеней возрастают размеры и стоимость турбины, усложняется конструкция элементов и организация их охлаждения, но повышается к. п. д. проточной части. С другой стороны, малое число ступеней предопределяет применение активной первой ступени с большим перепадом и резким снижением температуры газа за соплом. В двухступенчатой турбине ГТУ фирмы Дженерал — Электрик при начальной температуре газа 760°С температура рабочей лопатки первой ступени равна 625°С, а в реактивной десятиступенчатой турбине температура лопатки составляла бы 738°С. При заданной температуре рабочей лопатки первой ступени в активной турбине может быть значительно повышена начальная температура газа. Кроме того, при выборе больших осевых скоростей потока в активной ступени уменьшается высота рабочей лопатки и снижаются напряжения от центробежных сил, что со своей стороны позволяет дополнительно увеличивать начальную температуру. Высокая температура газа в определенной степени компенсирует пониженный к. п. д. турбины с малым числом ступеней, но требует более качественных материалов и лучшего охлаждения корпуса турбины, соплового аппарата, входного патрубка и других элементов, омываемых потоком горячего газа.

Таким образом, существует множество факторов, влияющих на выбор числа ступеней турбины, причем как мало-, так и многоступенчатые конструкции вполне жизнеспособны и имеют достаточно широкое применение. На выбор конструкции оказывают влияние также традиции и производственные возможности завода-изготовителя. Предприятия, специализированные на выпу-

ске компактных и легких авиационных газотурбинных двигателей, тяготеют и в стационарных ГТУ к турбинам с малым числом ступеней и консольными роторами, а заводам, изготавливающим паровые турбины, более свойственны ГТУ с многоступенчатыми турбинами.

В установках, работающих на тяжелом топливе, приемлемый к. п. д. установки может быть достигнут только при большом числе ступеней в турбинах. Таким образом выполнены судовые установки фирмы Бритиш Томпсон Хаустон, предназначенные для работы на мазуте. В ГТУ мощностью 5500 л. с. при степени повышения давления 6,1 общее число ступеней в турбинах высокого и низкого давления равно 13. Из внешних факторов, влияющих на число ступеней турбины, может иметь значение концентрация взвешенных частиц в потоке газа (установки на твердом топливе, на доменном газе или турбокомпрессоры, включенные в цикл нефтеперегонных и химических предприятий). Чтобы избежать эрозии лопаток при большой концентрации взвешенных частиц, в подобных установках применяют осевой вход газа и малое число ступеней. При осевом входе взвешенные частицы распределяются равномерно, а не сосредотачиваются на каком-либо радиусе. Вследствие этого износ лопаток первой ступени получается также равномерным по всей высоте, в то время как на второй и последующих ступенях взвешенные частицы сепарируются к периферии и вызывают усиленный местный износ.

В ГТУ с малым объемным расходом рабочего тела высота лопаток осевых турбин столь незначительна, что концевые потери даже при минимальном радиальном зазоре не позволяют обеспечить высокий к. п. д. проточной части. В этом случае более целесообразно применение центростремительных турбин, которые обладают преимуществами, присущими радиальным турбонасосам по сравнению с осевыми: простота изготовления рабочих колес, их повышенная прочность, меньшая чувствительность к нарушению геометрии проточной части. Увеличение к. п. д. ступени радиальной турбины связано также с тем, что потери с выходной скоростью в центростремительных турбинах почти в 2 раза меньше, чем в осевых. Недостатками радиальных турбомашин является увеличенный поперечный размер корпуса, сложность осуществления многоступенчатой конструкции и большое число оборотов ротора.

Центростремительные турбины в сочетании с центробежными компрессорами нашли очень широкое применение в наддувочных агрегатах дизельных двигателей. В газотурбинных установках область их распространения ограничена двигателями малой мощности. В ГТУ большой мощности центростремительные турбины используют иногда в качестве турбин высокого давления в сочетании с осевыми турбинами низкого давления, а в

одновальных ГТУ с двухступенчатой турбиной — как первую ступень при второй осевой ступени.

Центростремительные турбины по своим характеристикам пригодны для замкнутых ГТУ малой и средней мощности с высоким уровнем давления в цикле и, в частности, для транспортных установок на ядерном топливе.

Характерной особенностью центростремительных турбин является возможность изменения направления вращения ротора путем поворота сопловых лопаток. Это создает предпосылки для их использования в транспортных установках с реверсивной свободной турбиной — в первую очередь в судовых ГТУ.

В газотурбинных двигателях малой мощности иногда применяют двухроторные центростремительные турбины. ГТУ «Титан» мощностью 55 л. с. фирмы Солар (рис. 135) имеет турбину с двумя радиальными ступенями. Первая ступень служит для привода компрессора и вспомогательных механизмов, вторая, представляющая собой колесо диагонального типа, является свободной силовой турбиной, вал которой проходит внутри полого вала турбокомпрессора. Более сложную конструктивную схему имеет ГТУ «Турбо-Мит» мощностью 10 л. с. фирмы Кертис-Райт (рис. 136).

Воздух через вращающийся направляющий аппарат 2 компрессора поступает в рабочее колесо 3 компрессора и проходит далее через воздушную центробежную турбину 4 в камеру сгорания 7. Горячие газы из камеры направляются в двухроторную центростремительную турбину — турбину высокого давления и низкого давления. Турбина 5 высокого давления — силовая, она связана с генератором 1 через воздушную турбину 4 и направляющий аппарат 2 компрессора. Турбина 6 низкого дав-

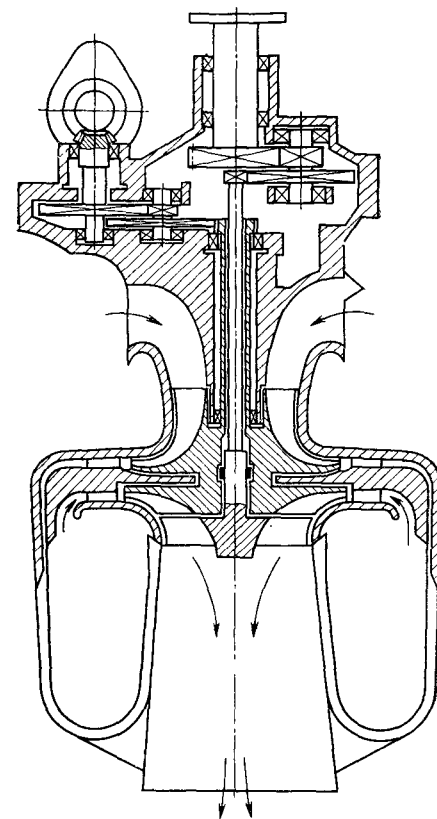


Рис. 135. ГТУ «Титан» фирмы Солар мощностью 55 л. с.

ления служит только для привода компрессора; их рабочие колеса выполнены, как одно целое, а вал вращается внутри полого вала — привода генератора. Число оборотов турбины высокого давления 24 000 в минуту, турбины низкого давления 90 000 в минуту.

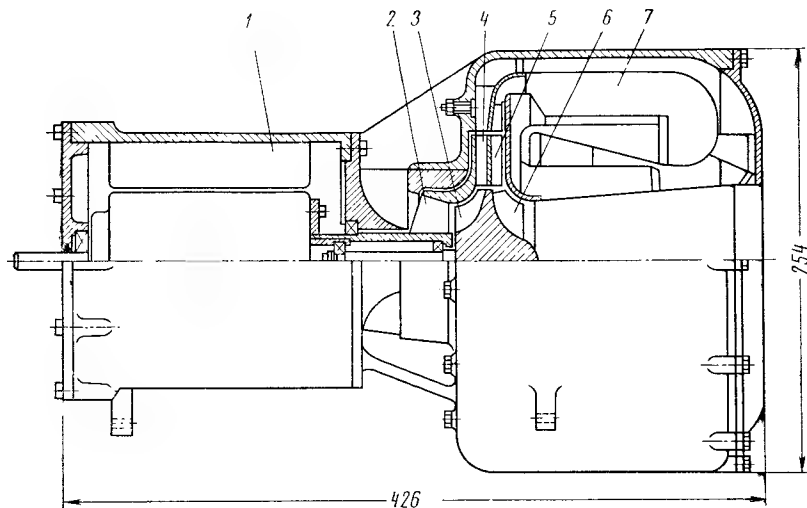


Рис. 136. ГТУ «Турбо-Мит» фирмы Кертис — Райт

Подробные сведения о методах расчета и профилирования центробежных турбин различного назначения, а также описание конструкции их элементов даны в работе Г. Ш. Розенберга [22].

НЕПОДВИЖНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ОСЕВЫХ ТУРБИН

Корпуса

Наряду с обычными требованиями, предъявляемыми к корпусам всех турбомашин в части прочности и жесткости, корпуса газовых турбин должны обеспечивать минимальные радиальные зазоры над вершинами рабочих лопаток. Это требование является специфическим, поскольку в газовых турбинах, как правило, отсутствуют бандажные кольца над вершинами лопаток, а корпуса подвержены воздействию потока газа с высокой температурой. Основными направлениями в конструировании корпусов являются поддержание первоначальной цилиндрической формы при многочисленных теплосменах в процессе эксплуатации и обеспечение минимального радиального зазора в работающей турбине.

Сохранение цилиндрической формы корпуса при нагреве и охлаждении достигается, в первую очередь, симметричным его сечением. Наиболее просто получить осевую симметрию в корпусах без горизонтальных разъемов. Это направление широко используется в авиационных турбинах с малым числом ступеней и находит применение в стационарных и транспортных установках. В частности, безразъемные корпуса турбин характерны для ГТУ различных мощностей вплоть до 40—50 тыс. кВт (фирма СТАТ). Работы по сборке и разборке турбин без горизонтальных разъемов несколько сложнее и продолжительнее, но при достаточной надежности агрегатов это не имеет принципиального значения, тем более, что осмотр облопачивания крупных стационарных турбин можно проводить через люки в больших патрубках, а радиальные зазоры в промежуточных ступенях можно контролировать различными датчиками и штифтами. Наличие горизонтального разреза с фланцевым болтовым соединением ограничивает скорость пуска турбин с горячими корпусами, так как из-за неравномерного прогрева корпус со временем теряет цилиндрическую форму. Тем не менее, в турбинах с низкой начальной температурой и малой скоростью прогрева и набора нагрузки применяют толстостенные литые корпуса, характерные для паротурбинной практики. Создание осесимметричных корпусов с горизонтальным разъемом с достаточным приближением можно получить введением продольного вертикального разреза, а также установкой массивных продольных ребер. Так, корпус турбины ГТУ фирмы Бритиш Томпсон Хаустон (рис. 137), кроме горизонтального, имеет вертикальный разъем, который в процессе эксплуатации никогда не разбирается.

Минимальный радиальный зазор можно обеспечить конструктивными мероприятиями и рациональной организацией охлаждения корпуса, а в ряде случаев — специальным нагревом его.

У газовых турбин существуют специфические режимы работы, связанные с резким повышением температуры при пуске и внезапным охлаждением при срыве факела в камерах сгорания. Последний режим определяет величину минимального радиального зазора: после срыва факела холодный воздух устремляется в турбину; при этом корпус с меньшей тепловой инерцией, чем ротор, быстрее уменьшается в диаметре. Выбранный из этих условий радиальный зазор при стационарном режиме работы установки оказывается весьма значительным. Тем не менее, конструктивная схема турбины с так называемым «горячим» корпусом весьма проста и благодаря этому имеет достаточно широкое применение. Такие корпуса (рис. 137 и 138) характерны одностенным исполнением, отсутствием охлаждения и простыми формами. Радиальный зазор между вершинами лопаток и корпусом, показанным на рис. 137, — порядка 1,8 мм, причем его

величину контролируют несколькими электронными датчиками и одним оптическим датчиком, который установлен тангенциально в зоне третьей ступени. Оптический датчик позволяет непосредственно визуально наблюдать величину зазора.

Поскольку тепловая инерция массивных фланцев больше, чем корпуса, в них возникают значительные термические напряжения при прогреве турбины. Для сокращения напряжений во

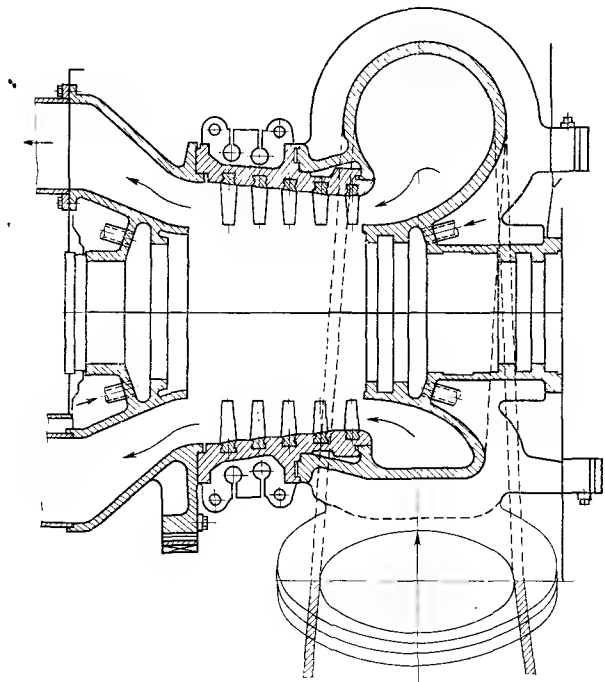


Рис. 137. Корпус турбины ГТУ мощностью 5500 л. с. фирмы Бритиш Томпсон Хаустон

фланцах иногда выполняют прорезы от внешнего контура до болтовых отверстий (рис. 137 и 138). Существенное уменьшение радиального зазора может быть достигнуто применением «захожденных» корпусов. При такой схеме корпус интенсивно охлаждается воздухом или водой и его размеры при работе установки изменяются незначительно по сравнению с исходными значениями. Минимальный зазор может быть выбран при рабочем режиме установки, когда корпус «захожден», а ротор прогрет. При срыве факела диаметр корпуса незначительно уменьшается и радиальный зазор возрастает. Схема «холодный корпус — горячий ротор» получила в современных турбинах преимущественное распространение.

Корпус можно охлаждать снаружи и внутри. Внешнее охлаждение осуществляется путем продувки воздуха или прокачки воды через короба или кожухи, приваренные к внешней поверхности корпуса. Воздух для охлаждения может быть отобран из компрессора или подан от отдельной воздуходувки — последний вариант связан с меньшими энергетическими потерями.

На рис. 139 представлено одно из конструктивных решений внешнего воздушного охлаждения корпуса. Охлаждающий воздух проходит в зазор между корпусом и тонкостенным кожухом или по каналам, образованным половинами труб, приваренными к внешней поверхности корпуса.

Водяное охлаждение корпуса эффективнее воздушного и при минимальных энергетических затратах обеспечивает практически неизменные размеры корпуса. Во избежание загрязнения каналов для охлаждения используют замкнутые системы циркуляции, заполненные очищенной водой, охлаждаемой в специальном водяном теплообменнике. Такая система охлаждения

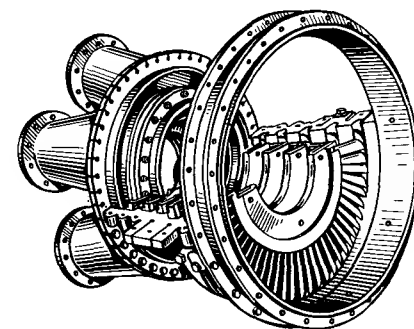


Рис. 138. Корпус турбины ГТУ мощностью 3000 л. с. фирмы Метро — Викиерс

используется, в частности, в ГТУ фирмы Джeneral-Электрик (рис. 140, 141 и 143) и в судовой турбине ГТУ-20 Ленинградского Кировского завода (рис. 142), в которой каналы для охлаждения образованы половинами труб, приваренных к корпусу с шагом 110 мм. При стендовых испытаниях ГТУ было установлено, что двукратное уменьшение числа каналов не снижает эффективности охлаждения. Температура различных точек внешней поверхности корпуса находилась в интервале 50—150°С при начальной температуре газа 750°С [13]. В турбине, показанной на рис. 143, гидравлическое сопротивление тракта охлаждения составляет 6,1 м вод. ст., расход воды — 6,8 м³/ч (в том числе и на водяные экраны для охлаждения ротора). Расход воды на охлаждение корпуса и втулок поворотных лопаток ГТУ (рис. 140) составляет 1,1 м³/ч при отводе тепла около 6·10⁴ ккал/ч.

Корпуса с внутренним охлаждением выполняют двухстенными. Газовый поток омывает внутренний корпус, ограничивающий проточную часть. Между корпусами предусматривают тепловую изоляцию и полости для прохода охлаждающего воздуха. Таким способом отсекают поток тепла, идущего от внутреннего корпуса к внешнему, в результате внешний корпус остается относительно холодным при всех режимах работы установки.

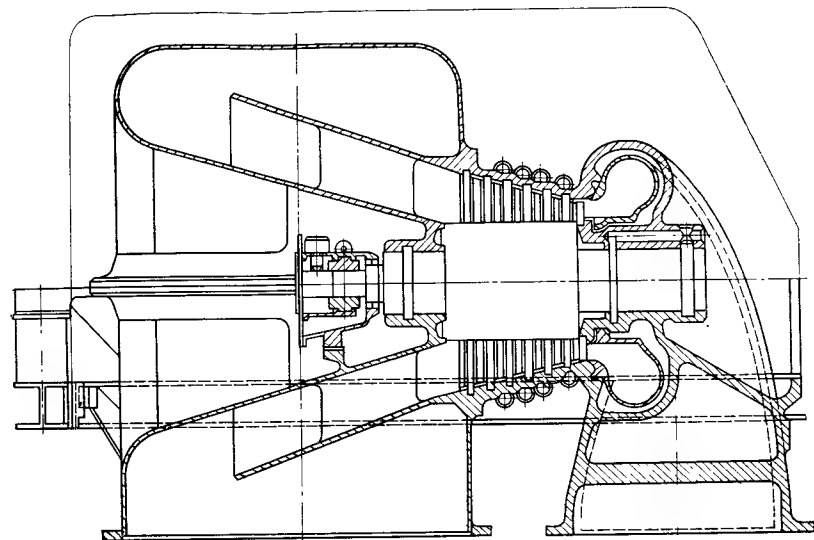


Рис. 139. Корпус турбины ГТУ мощностью 2500 кВт фирмы Ричардсонс Вестгарт

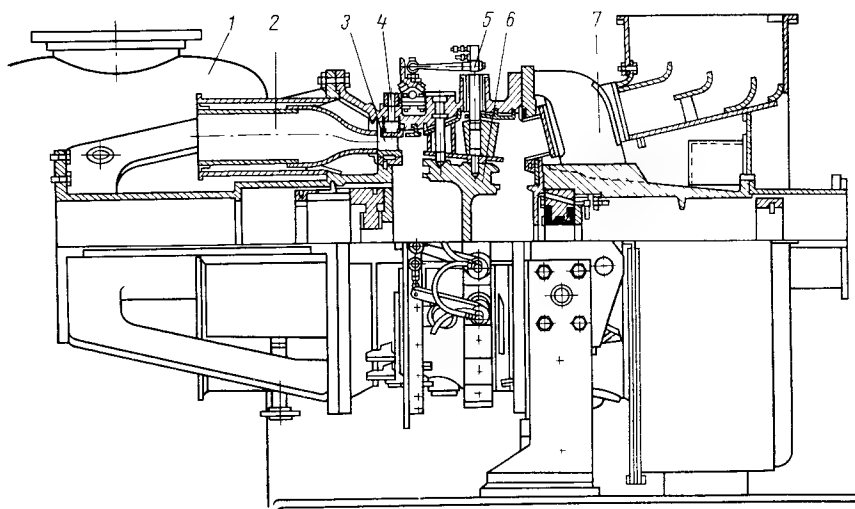


Рис. 140. Корпус турбины ГТУ мощностью 5000 л. с. фирмы Дженерал — Электрик

1 — коллектор камер сгорания; 2 — патрубок подвода газа от камер сгорания; 3 — сопловый аппарат; 4 — патрубок подвода охлаждающего воздуха; 5 — поворотный направляющий аппарат; 6 — диафрагма; 7 — радиальное ребро

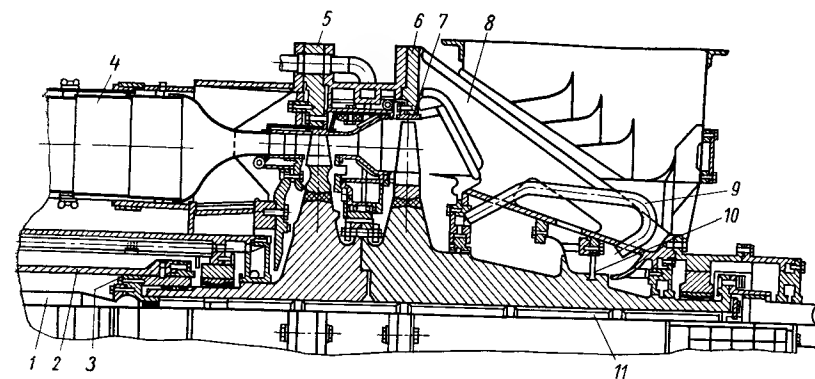


Рис. 141. Турбина ГТУ мощностью 4800 л. с. фирмы Дженерал — Электрик:
1 — шарнирная стяжка; 2 — промежуточная часть зубчатой муфты; 3 — шарнирное соединение; 4 — камера сгорания; 5, 6 — кольцевые элементы корпуса; 7 — вставки; 8 — ребра; 9 — трубопровод подвода воздуха к лабиринтному уплотнению; 10 — вентилятор; 11 — стяжка

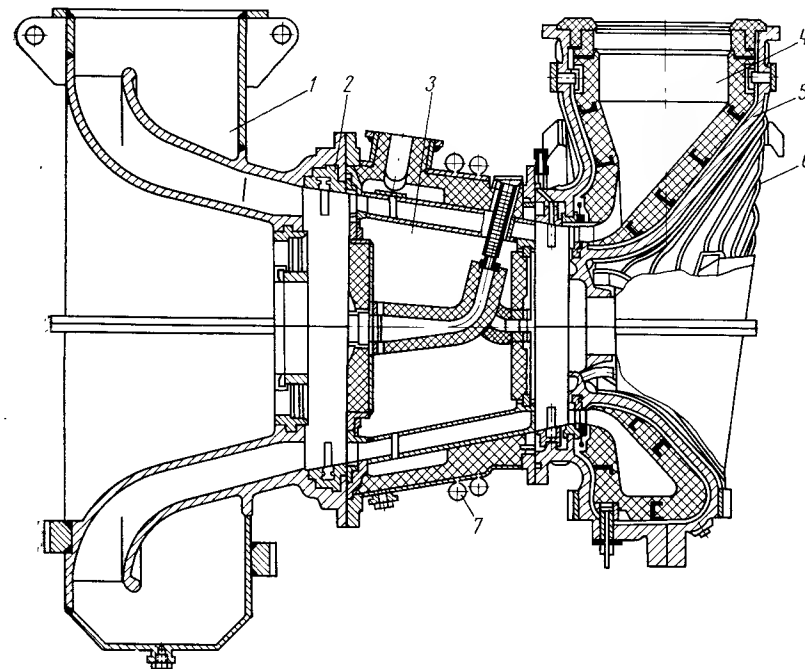


Рис. 142. Корпус турбины ГТУ-20 ЛКЗ:

1 — выпускной патрубок; 2 — обшивка направляющих лопаток турбины низкого давления; 3 — промежуточный патрубок; 4 — внутренняя часть входного патрубка; 5 — корпус турбины высокого давления; 6 — каналы для прохода воды; 7 — компенсатор

Следует отметить, что охлаждение корпусов в отличие от охлаждения роторов выполняется в первую очередь для фиксации размеров и формы корпуса, так как напряжения в элементах корпуса невелики и характеристики ползучести металла улучшать нет необходимости. Попутно благодаря охлаждению появляется возможность использования менее качественного материала, но этот вопрос не первостепенной важности.

При двухстенной конструкции внешний корпус подвержен полному давлению газа, но изолирован от горячего потока; внутренний корпус соприкасается с газом, принимает его темпе-

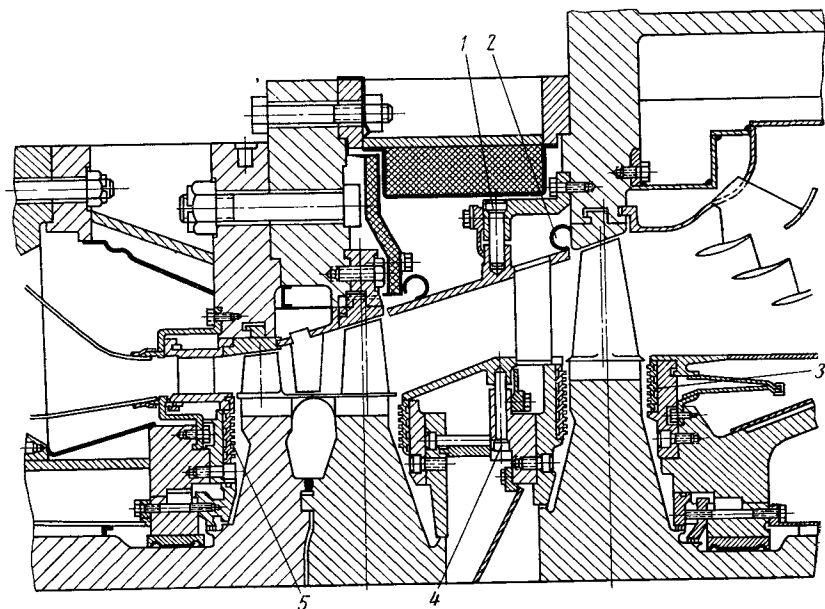


Рис. 143. Турбина ГТУ мощностью 5000 квт фирмы Дженерал — Электрик:
1, 4 — радиальные штифты; 2 — компенсатор; 3, 5 — экраны водяного охлаждения

ратуру, но давление не воспринимает. Внешний корпус изготовляют из углеродистой стали или сталей перлитного класса, а внутренний — из жаропрочных сталей. Так как внутренний корпус нагревается сильнее внешнего и коэффициент линейного расширения жаропрочных сталей выше, чем углеродистых, чтобы сохранить concentricity корпусов обязательно предусматривается свобода их взаимных перемещений.

Рассмотрим примеры конструктивного оформления двухстенных корпусов различных турбин и способы крепления внутренних корпусов относительно наружных. В турбине высокого давления установки ГТ-12-3 ЛМЗ фиксация корпусов в вертикальной плоскости обеспечивается безззорными шпонками

(рис. 144), в горизонтальной плоскости — двойными лапами (рис. 145). В опорных поверхностях шпонок и лап предусмотрены каналы, через которые продувают охлаждающий воздух. Ана-

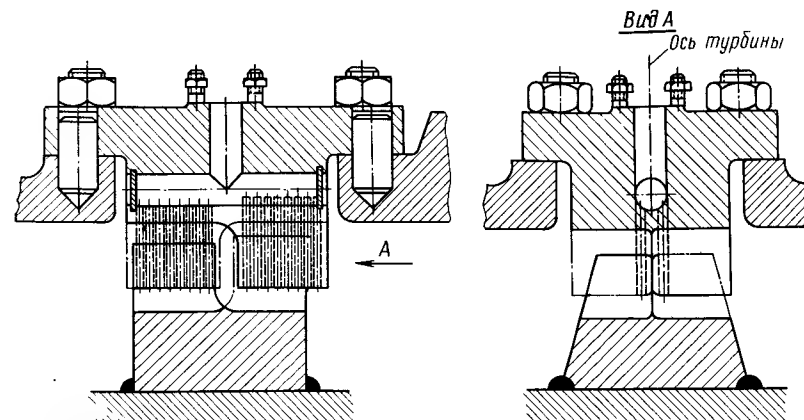


Рис. 144. Безззорные соединения внешнего корпуса с внутренним турбины ГТ-12-3 ЛМЗ при помощи шпонок

логичным образом выполнена подвеска в турбине низкого давления. В ГТУ фирмы Метро — Виккерс (рис. 146) внешний корпус турбины выполнен из углеродистой стали и изолирован изнутри. Внутренний корпус представляет собой тонкостенную отливку из аустенитной стали, полученную центробежным литьем. В пространстве между корпусами подается охлаждающий воздух, отбираемый за третьей ступенью компрессора. Концентричность корпусов обеспечивается их соединением с помощью пальцев, а уплотнение кольцевой полости — компенсатором.

Примером конструкции двухстенных корпусов могут также служить турбины замкнутых ГТУ фирмы Эшер-Висс. Внутренний корпус этих турбин центрируют относительно внешнего шпонками в вертикальной плоскости и лапами в горизонтальной плоскости. В осевом направлении их фиксируют гребнем, который входит в кольцевую паз наружного корпуса. Для понижения напряжения в гребне выполнены радиальные прорезы (рис. 147). Перетечки воздуха через прорезы в гребне устраняют с помощью мембранного компенсатора 3, соединяющего полукольца 2 и 4, которые крепят соответственно в наружном корпусе 1 и к гребню внутреннего корпуса 5.

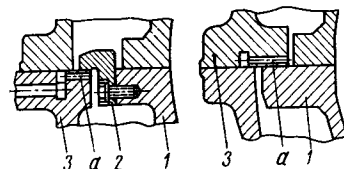


Рис. 145. Соединение внешнего корпуса турбины ГТ-12-3 ЛМЗ с внутренним при помощи опорных лап: а — отверстие; 1 — внутренний корпус; 2 — монтажная лапа; 3 — внешний корпус

Этот же принцип заложен в конструкции турбины ГТУ мощностью 10 000 кВт фирмы Эшер — Висс, смонтированной на ГРЭС № 4 Мосэнерго (рис. 148). Для разгрузки внутреннего

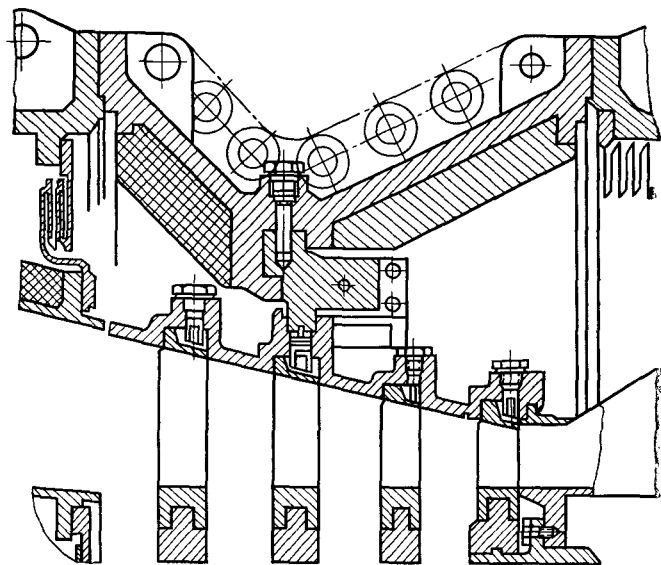


Рис. 146. Корпус турбины ГТУ мощностью 2500 кВт фирмы Метро — Викиерс

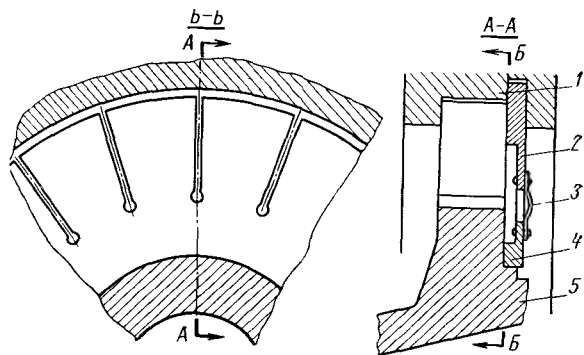


Рис. 147. Элемент соединения внутреннего корпуса турбины с внешним ГТУ мощностью 2000 кВт фирмы Эшер — Висс

корпуса от давления в его входной части выполнен ряд отверстий диаметром 5 мм. Корпус турбины оклеен теплостойкой тканью толщиной 12 мм, пространство между корпусами заполнено стекляннй ватой. В нижнюю полость вату набивают, а в верх-

ней полости она закреплена проволоочной сеткой из аустенитной стали. Радиальный зазор по всем ступеням равен 0,8 мм. Как и в описанной выше турбине, гребень имеет радиальные прорези глубиной 150 мм. Перетечка воздуха предотвращается мембранным компенсатором 7. Концентричность расположения полуколец обеспечена их шлицевым соединением. В полость 4 по каналам 2 подается охлаждающий воздух из напорного патрубкa компрессора высокого давления. Полость 4 разделена

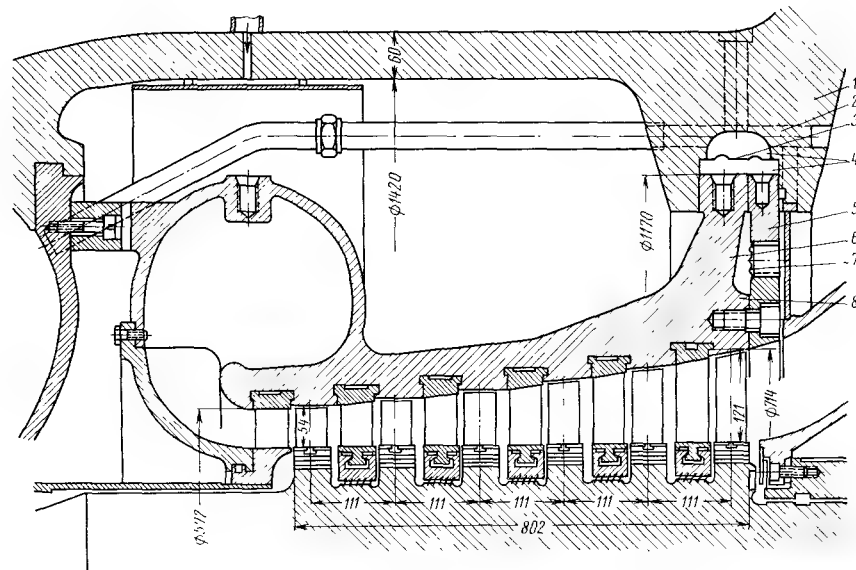


Рис. 148. Двухстенный корпус турбины ГТУ мощностью 10 000 кВт фирмы Эшер — Висс:

1 — внешний корпус; 2 — канал подвода охлаждающего воздуха; 3 — мембрана; 4 — двойная полость; 5 — кольцо; 6 — гребень; 7 — компенсатор; 8 — внутренний корпус

кольцевой разъемной мембраной на две части: воздух поступает сначала во внешнюю полость, затем через разъем мембраны проходит во внутреннюю полость для охлаждения гребня 6 и кольца 5, которое охлаждается дополнительно воздухом, подаваемым в канавку [15].

Все турбины фирмы Эшер — Висс имеют аналогичную конструкцию корпусов. На рис. 84 показана ГТУ замкнутого цикла. Общий внешний корпус турбокомпрессора имеет форму «горшка»: корпус над компрессором — цилиндрический, над турбиной — сферический. Характерной особенностью этой установки является отсутствие горизонтального разъема во внешнем корпусе и полная его герметизация сваркой всех вертикальных разъемов в дополнение к силовому крепежу.

Двухстенные корпуса турбин выполняет также фирма Зульцер (рис. 149). Охлаждающий воздух подается в пространство между внешним корпусом 2 и внутренним патрубком 6. Отражательный лист 5 направляет воздух вдоль корпуса; затем воздух проходит по отверстиям во внутреннем корпусе и далее по

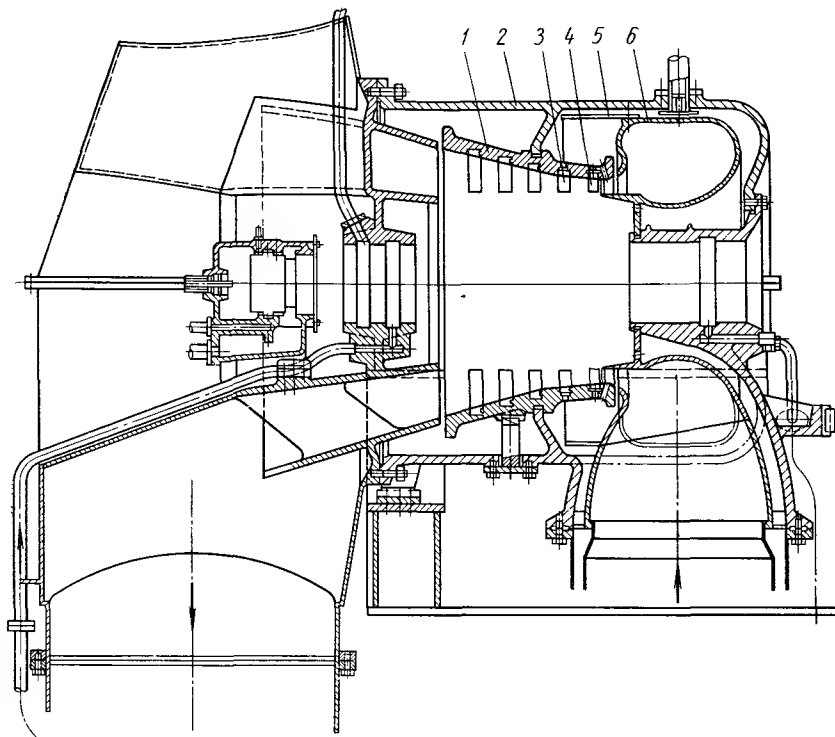


Рис. 149. Корпус турбины ГТУ мощностью 7500 квт фирмы Зульцер:
1 — внутренний корпус; 2 — внешний корпус; 3, 4 — лопатки; 5 — отражательный лист;
6 — внутренний патрубок

отверстиям в теле направляющих лопаток 3 поступает к периферии ротора, обтекаая основания рабочих лопаток. Тем самым создается пленка охлажденного воздуха по всей поверхности ротора в зоне первых двух ступеней. По специальным отверстиям воздух подается также на охлаждение кромок лопаток первой ступени.

В большинстве случаев пространство между корпусами находится под воздействием полного давления воздуха, отобранного за компрессором, и внутренний корпус воспринимает давление извне. Поэтому фланцевый разъем может иметь небольшую массу. Тем не менее, фланец искажает форму корпуса при

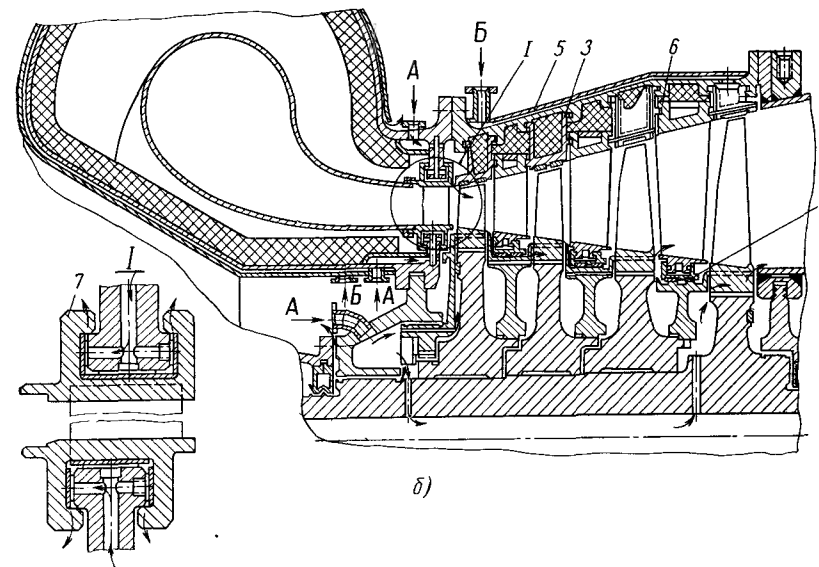
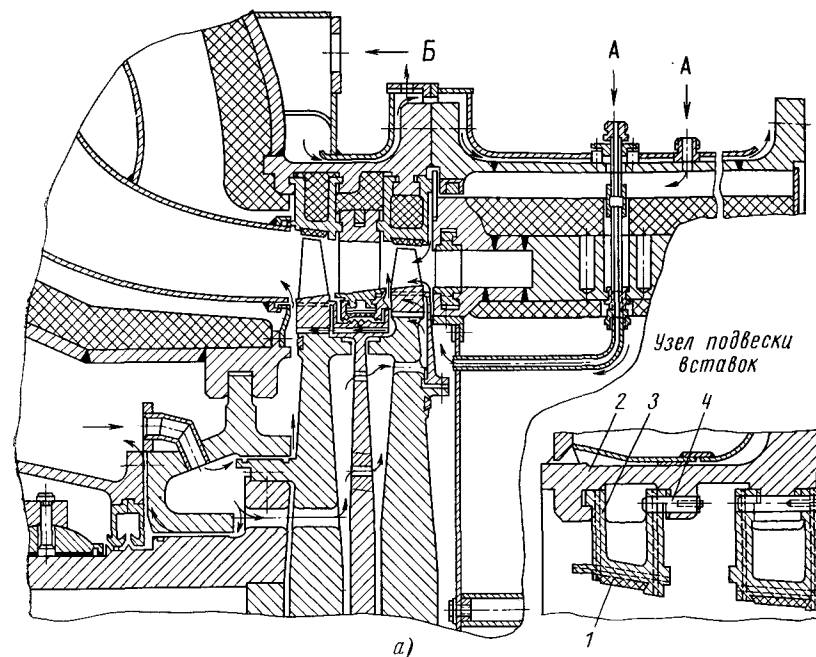


Рис. 150. Турбины ГТУ мощностью 50000 квт:

а — высокого давления; б — низкого давления; А — подвод охлаждающего воздуха от компрессора; Б — подвод воздуха от воздуходувки; 1 — металллокерамическая вставка; 2 — корпус турбины; 3 — сегментная вставка; 4 — стопор; 5 — кожух; 6 — направляющие лопатки; 7 — обойма сопловых лопаток

резких теплосменах, и в установках с быстрым пуском двухстенные корпуса турбин не применяют.

В ГТУ, рассчитанных на быстрый набор нагрузки, наибольшее применение нашли одностенные турбинные корпуса с внутренними вставками. Принцип их конструкции аналогичен двухстенным корпусам — внешний «холодный» корпус воспринимает только давление среды, а элементы, ограничивающие проточную часть, от давления разгружены, но выполнены из жаропрочных сталей.

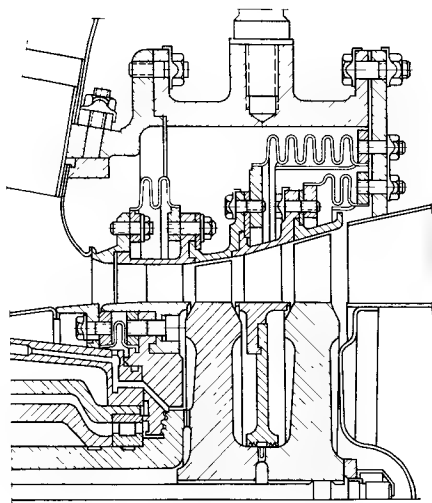


Рис. 151. Турбина ГТУ мощностью 250 квт фирмы Остин

Таким образом, внутренний корпус составлен из отдельных сегментных вставок, подвешенных к относительно холодному наружному корпусу (рис. 150). Для свободы расширений вставок между ними предусмотрен тангенциальный зазор. Подвеска и конструкция вставок должны препятствовать притоку тепла к внешнему корпусу. Для этого перемишка вставки выполнена тонкой, вставки снаружи изолированы, а между изоляцией и внешним корпусом продувается охлаждающий воздух. Вставки закреплены в средней части каким-либо

фиксатором (радиальными или осевыми штифтами, шипами, пальцами и т. п.) и свободно расширяются в обе стороны в тангенциальном направлении.

Иногда применяют иную схему охлаждения — внешний корпус изнутри облицовывают минеральной изоляцией, а охлаждающий воздух продувают между вставкой и изоляцией. В ряде установок изоляцию выполняют трехслойной: минеральная изоляция находится в средней части, а вдоль вставок и вдоль корпуса пропускается охлаждающий воздух.

Торможению потока тепла способствует также низкая теплопроводность металла вставок, изготавливаемых обычно из аустенитных сталей. Тангенциальные зазоры между соседними сегментами уплотняют с помощью полосок, шпонок (рис. 150), а в ряде случаев кольцевыми компенсаторами (рис. 151).

В ГТУ ТЕ фирмы Рустон (рис. 152) внешний корпус 1 турбины, воспринимающий давление газа, имеет горизонтальный разъем и покрыт внутри слоем минеральной изоляции. Он же-

стко прикреплен к поперечной стенке 7 и может свободно расширяться в сторону несущего кольца 3 (стенка 7 и кольцо 3 связаны тремя кронштейнами 2). Корпус 1 и кольцо 3 уплотнены пружинным кольцом 5. Внутренний корпус 6 состоит из восьми отдельных сегментов, закрепленных по концам в цельных неразрезных кольцах. Между сегментами предусмотрены уплот-

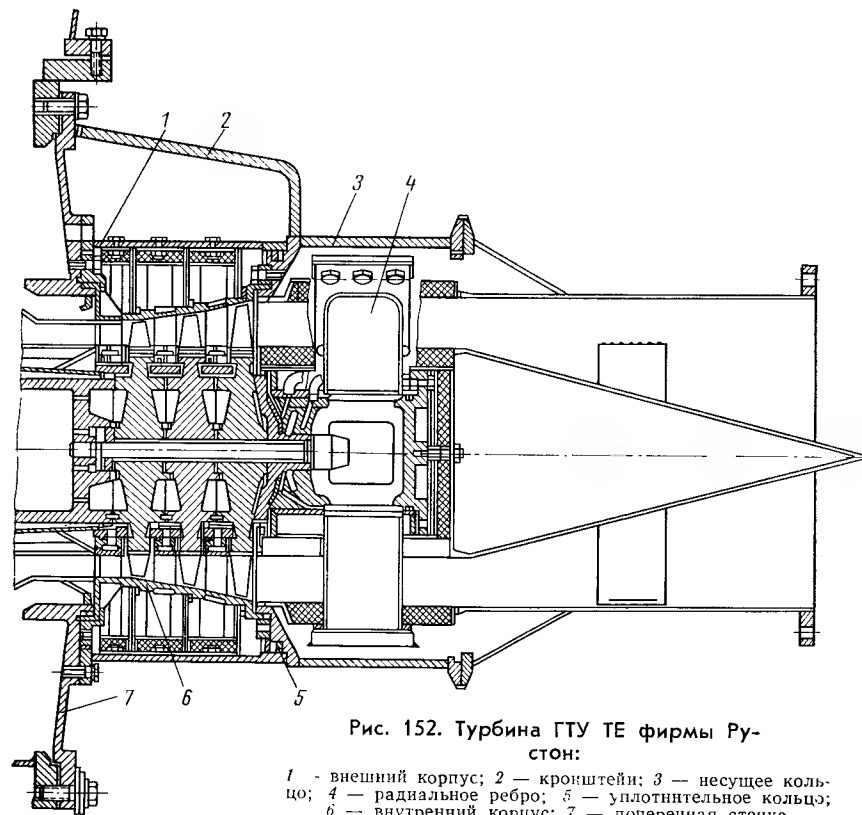


Рис. 152. Турбина ГТУ ТЕ фирмы Рустон:

1 — внешний корпус; 2 — кронштейн; 3 — несущее кольцо; 4 — радиальное ребро; 5 — уплотнительное кольцо; 6 — внутренний корпус; 7 — поперечная стенка

нения в виде полосок. Аналогичную конструкцию имеет корпус ГТУ ТР мощностью 1060 л. с. В связи с увеличенными осевыми размерами турбины в сегментах введен вертикальный разъем.

В ГТУ ТА мощностью 1000 л. с. (рис. 153, а) между внешним корпусом турбины и сегментными вставками заложена изоляция и продувается охлаждающий воздух. При начальной температуре газа, равной 727° С, температура корпуса не превышает 205° С. Каждый из двенадцати сегментов (рис. 153, б и в) закреплен в средней части двумя шпильками и имеет возможность расширяться в тангенциальном направлении в обе стороны.

В холодном состоянии зазор между сегментами равен 1,57 мм, в прогретом он приближается к нулю.

На рис. 154 показана подвеска вставок и тракт охлаждающего воздуха в турбине высокого давления ГТ-6-750 Турбомоторного завода (ТМЗ) [9]. Сегменты 2, объединяющие по четыре направляющих лопатки 1, выполнены из жаропрочного материала и закреплены Т-образным соединением в ножках обоймы 3.

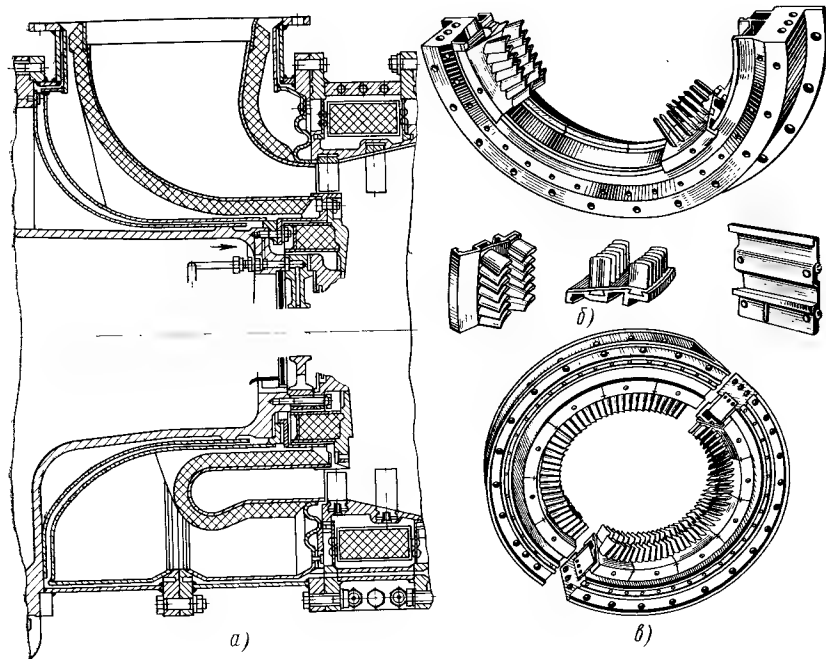


Рис. 153. Корпус турбины высокого давления ГТУ ТА фирмы Рустон

По торцам сегментов выполнен температурный зазор. Охлаждающий воздух из направляющего патрубка компрессора проходит через отверстия *a* в ножках обоймы. Сечением отверстий дозируется необходимое количество воздуха на каждую ступень; воздух затем отводится в проточную часть турбины через зазоры между сегментами. Благодаря хорошей организации охлаждения обойма 3 выполнена из низколегированной стали. Корпус турбины, к которому подвешена обойма, в свою очередь, охлаждается низконапорным воздухом из шестой ступени компрессора. Двухпоточная система охлаждения сокращает затраты энергии на охлаждение.

В турбинах фирмы Джeneral — Электрик жаропрочные сегментные вставки подвешивают к корпусу, выполненному в виде массивных колец, причем для уменьшения вероятности дефор-

маций кольца расположены примерно в зоне рабочих лопаток. Разрезные сегменты, подвешенные к корпусу, имеют значительно меньшую тепловую инерцию — темп их прогрева примерно в 30 раз выше, чем корпуса. Интенсивный переток тепла от сегментов к корпусу предотвращают изоляцией между ними.

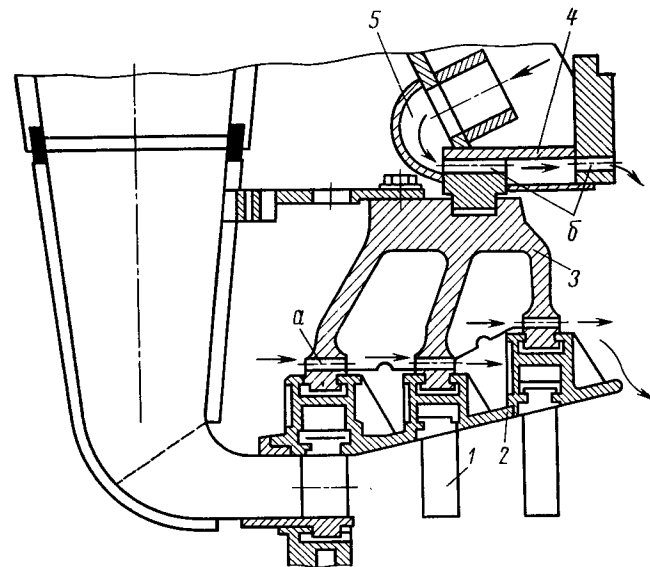


Рис. 154. Подвеска сегментов в турбине высокого давления установки ГТ-6-750 ТМЗ:

a — отверстия в ножках обоймы; *b* — отверстия в зубце и фланце внешнего корпуса;
1 — направляющие лопатки; 2 — сегменты; 3 — обойма; 4 — стенка корпуса; 5 — камера низконапорного воздуха

На рис. 155 показана турбина установки ГТ-700-5 НЗЛ [12]. Обойма направляющих лопаток турбины высокого давления (рис. 156) выполнена разъемной из двух частей. Радиальные прорези, выполненные во внутренней части обоймы, не доходят до гребня 4. Гребень интенсивно охлаждается воздухом из компрессора, поступающим сначала в канавку 3 и проходящим затем через отверстие 5 и зазор между обоймой и кожухом 12 изоляции в газовый поток. Кожух изоляции 1 выполнен волнистым, благодаря чему между ним и обоймой образованы каналы для прохода охлаждающего воздуха. К обойме подвешены сегментные вставки 2, между которыми предусмотрен тангенциальный зазор *a*. Каждый сегмент прикреплен в средней части двумя штифтами 11. Перетечкам газа через зазоры между сегментами препятствуют планки 7, установленные в соответствующих канавках, а прорези 9 в обойме уплотнены полосами 13

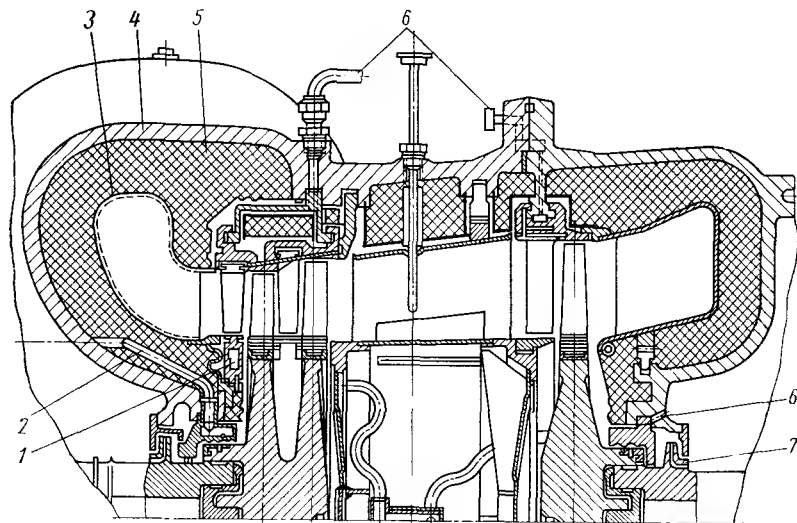


Рис. 155. Турбины высокого и низкого давления установки ГТ-700-5 НЗЛ:

1 — воздухоподводящая камера; 2, 6 — каналы для подвода охлаждающего воздуха; 3 — внутренний корпус; 4 — внешний корпус; 5 — изоляция; 7 — центробежное колесо

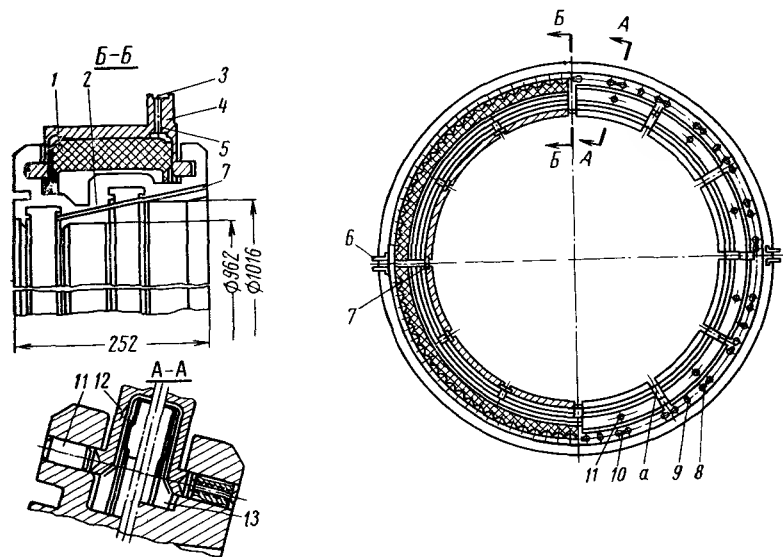


Рис. 156. Обойма турбины высокого давления установки ГТ-700-5 НЗЛ

из фольги толщиной 0,3 мм. Фольга прижимается к поверхности обоймы давлением газа и закрывает прорезы. Полоски фольги закреплены проволоочными зажимами 8 и 10.

Сократить радиальный зазор можно установкой над рабочими лопатками вставок из относительно мягкого материала. Вставки устанавливают таким образом, чтобы на каком-либо из режимов в процессе работы турбины рабочие лопатки задевали о вставки. При этом материал будет легко соскабливаться и радиальный зазор останется минимальным. Вставки должны длительное время противостоять воздействию горячего газового потока, многочисленным теплосменам и в то же время быть достаточно мягкими, чтобы не повредить рабочие лопатки. Этим требованиям удовлетворяют специальные керамические и металлокерамические материалы (рис. 150, а и б). Аналогичные мягкие вставки использует в ГТУ 305 S мощностью 9000 л. с. фирма Кларк.

Выше указывалось, что корпуса турбин имеют относительно невысокий уровень напряжений; однако при быстром наборе нагрузки в них возникает значительный температурный градиент между внутренней и внешней поверхностью стенки. При определенных условиях на ее внутренней поверхности может быть превышен предел текучести материала. Аналогичная картина имеет место при резком охлаждении горячего корпуса. Одним из способов сокращения градиента температур является создание извне корпуса полости, через которую пропускается газ из выпускного патрубка турбины. Таким образом, при прогреве корпус нагревается не только изнутри, но и снаружи; при остановке турбины холодный воздух также омывает корпус с внешней стороны. Такой метод использован в силовых турбинах, работающих совместно с авиационными турбореактивными двигателями фирмы СТАЛ; в стационарной ГТУ мощностью 10 000 кВт [107] и в корабельной ГТУ мощностью 22 000 л. с. [44]. Следует отметить, что при интенсивном охлаждении корпусов с обеих сторон резко сокращаются его размеры, что требует соответствующего увеличения радиального зазора в работающей турбине. В указанных ГТУ увеличенный радиальный зазор не связан с существенной потерей экономичности, так как силовые турбины характерны большими размерами лопаток и относительно низкими температурами газа (до 600° С).

Входные патрубки

Входная часть корпуса (входной патрубок) турбины предназначена для обеспечения равномерного подвода газа от камер сгорания к кольцевому сечению соплового аппарата. Парциальный подвод газа в ГТУ никогда не применяют в связи с присущим ему пониженным к. п. д. и достаточным объемным расхо-

дом рабочего тела. Требования к равномерности подвода газа в ГТУ особенно жестки, так как рабочие лопатки первой ступени являются обычно наиболее напряженными элементами установки, определяющими ее работоспособность и ресурс; поэтому должны быть предприняты все меры, исключающие возмущающие импульсы со стороны подвода газа. Так, в частности, конфигурация патрубка должна обеспечивать равномерное поле скоростей перед сопловым аппаратом. Это достигается отработкой аэродинамики патрубка, чаще всего путем продувок моделей и — что весьма существенно — отдалением от соплового аппарата силовых ребер и перемычек, связывающих внешний

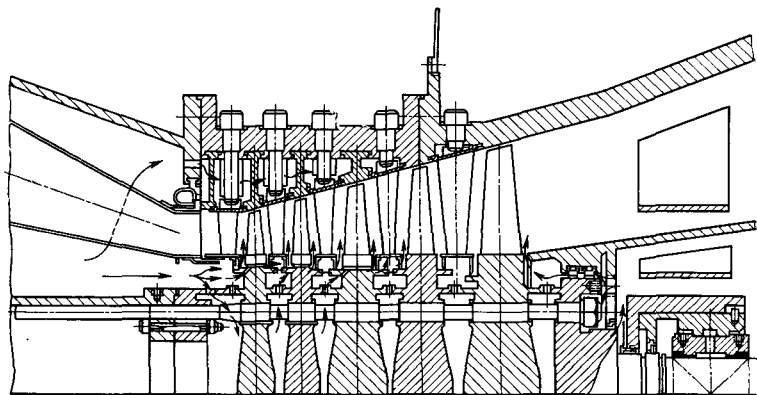


Рис. 157. Проточная часть турбины ГТУ W-121 фирмы Вестингауз

и внутренний контуры патрубка. Особенные опасения вызывает многокамерная система, при которой отдельные секторы соплового аппарата питают разные камеры сгорания.

В ряде установок отмечались вибрационные поломки рабочих лопаток турбины из-за так называемого «камерного резонанса». Для снижения интенсивности возмущающих импульсов в многокамерных системах необходимо стремиться к максимальному снижению неравномерности давлений и температур за отдельными камерами сгорания и обязательно проверять частотные характеристики облопачивания с учетом их кратности числу камер сгорания.

Входная часть корпуса подвержена воздействию потока газа с высокой температурой, поэтому ее, как правило, выполняют двухстенной. Внешняя часть служит для восприятия давления, внутренняя часть, отделенная от внешней слоем изоляции, — для направления потока газа. Внутреннюю часть выполняют из жаростойких материалов малой толщины; это облегчает придание ей сложной конфигурации для равномерного подвода газа к сопло-

вому аппарату. Внешняя часть при этом может иметь простые формы, допускающие использование сварной конструкции из листовых обечаек.

Конфигурация входной части корпуса связана с конструктивной схемой ГТУ и типом камер сгорания.

Осесимметричные входные патрубки характерны равномерным распределением по окружности массы металла и силовых воздействий от подводящих газопроводов. Это способствует быстрому пуску и резкому изменению нагрузки в процессе работы. Осесимметричная конструкция установки свойственна авиационным двигателям и транспортным установкам. Преимущества осесимметричной схемы столь велики, что ее используют и в стационарных ГТУ.

Осевая симметрия входной части корпуса может быть достигнута при секционных камерах, расположенных по окружности (см. рис. 13, 20, 138, 141, 143 и 157), при кольцевой камере (рис. 135, 136 и 158) или при оди-

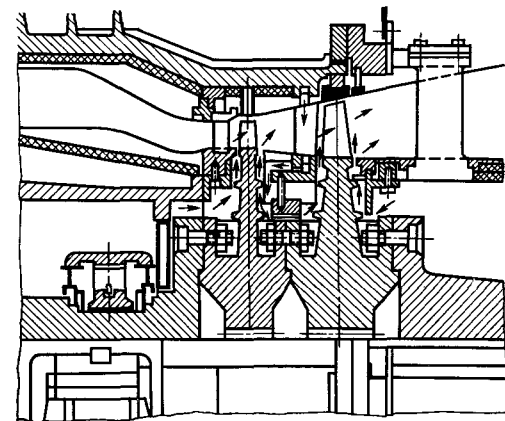


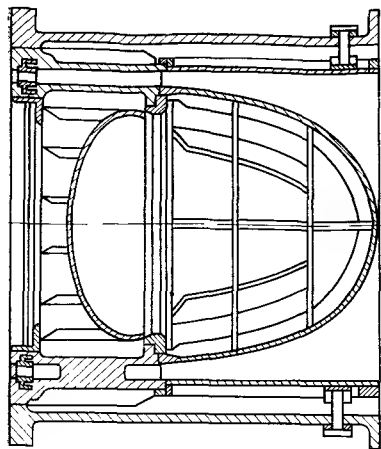
Рис. 158. Проточная часть турбины ГТУ мощностью 16500 квт фирмы Джeneral — Электрик

ночной камере для турбины с осевым входом (рис. 159 и 160). Наличие регенератора не исключает создания осесимметричной конструкции.

Примером организации осесимметричного входа в турбину может служить также ГТУ фирмы Джeneral — Электрик (рис. 140), в которой шесть камер сгорания расположены в двух коллекторах, размещенных по обеим сторонам турбины, а газ, выходя из камер, поворачивает на 90° и поступает к соплам по шести отдельным двухстенным патрубкам.

Если установка снабжена двумя параллельными камерами сгорания, конфигурация корпуса может быть симметричной в одной плоскости. Так, входной патрубок ГТУ фирмы СТАЛ не имеет вертикальной перегородки, что устраняет возможную пульсацию давления и неравномерность расхода отдельных камер.

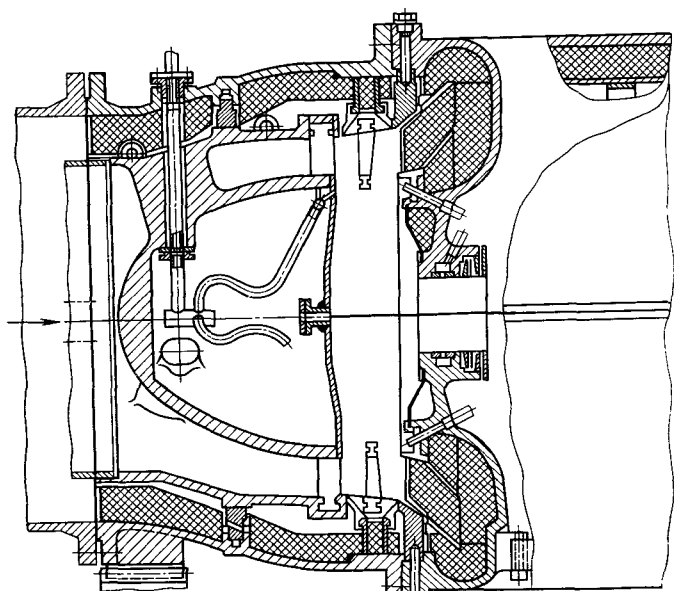
В турбинах низкого давления без камер сгорания также может быть достигнута осевая симметрия подводящего патрубка. Наиболее просто она осуществима при непосредственном соединении турбин высокого и низкого давления в одном корпусе



а)

и консольном расположении их роторов или при наличии промежуточных опор внутри газового тракта (см. раздел «Промежуточные патрубки»).

Даже при расположении турбин в отдалении одна от другой газ можно перепускать по нескольким параллельным патрубкам (рис. 137). Элементы осевой симметрии соблюдены и в турбине низкого давления установки ГТ-700-12 М НЛЗ (рис. 159, б), в которой газ поступает из турбины высокого давления по двум патрубкам, расположенным по обеим сторонам средней подшипниковой опоры.



б)

Рис. 159. Входные патрубки турбин высокого давления:

а — ГТУ мощностью 50 000 кат; б — ГТ-700-12М НЛЗ

Все перечисленные выше примеры осесимметричного подвода газа от камер сгорания к сопловому аппарату турбины (за исключением турбины с осевым входом) предусматривают применение

линейных секционных или кольцевых камер сгорания. Так как эти камеры имеют существенные недостатки (см. гл. VI), их применение ограничено, особенно в стационарных ГТУ, а также в установках малой мощности. Обеспечить осевую симметрию входной части корпуса при одной камере с боковым подводом не представляется возможным. Осесимметричное расположение камер связано также с увеличением или длины установки, или поперечного ее размера. Кроме того, в ряде случаев секционные или кольцевые камеры затрудняют доступ к опорам подшипников или корпусу турбины. Поэтому в большинстве стационарных и транспортных ГТУ предусматривают боковой подвод газа со всеми присущими ему недостатками, как нарушение симметрии входной части корпуса и порой значительные неуравновешенные усилия от давления газа и подводящего трубопровода большого сечения.

На рис. 137; 139; 142; 149; 153, а и 161 показаны различные конструкции входных патрубков турбин с боковым подводом газа по трубопроводу от отдельно расположенной камеры сгорания.

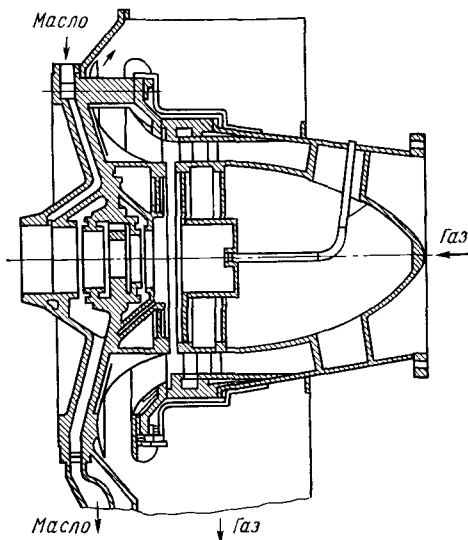


Рис. 160. Корпус турбины ГТУ фирмы Ричардсонс Вестгарт

Внешняя часть патрубка сложной конфигурации с прямыми участками испытывает значительные нагрузки от давления газа. Для их восприятия патрубок снабжен внешним оребрением или внутренними стяжками. На рис. 161 показана полая стяжка, через которую компрессор просасывает атмосферный воздух, охлаждающий стяжку до 350—370° С (температура газового потока 700° С). В патрубке установлено пять стяжек. Каждая стяжка окружена слоем минеральной изоляции и заключена в обтекаемый кожух.

В ряде конструкций внутреннюю часть патрубка изготавливают литьем.

Внешняя часть патрубка, так же как и внешний корпус турбины, может иметь воздушное (рис. 150) или водяное (рис. 142) охлаждение.

В зазоре между внешним и внутренним контуром патрубка наряду с изоляцией предусматривают обычно продувку вторич-

ным воздухом из камеры сгорания или из напорного патрубка компрессора.

На газоподводящих трубопроводах устанавливают компенсаторы, разгружающие по возможности корпус от боковых усилий, но симметрия в распределении массы металла при этом не исключена. В ГТУ 302 фирмы Кларк использован необычный способ установки компенсаторов, позволяющий не только разгрузить корпус от боковых усилий, но и создать осевую симметрию входной части корпуса турбины (см. рис. 162). Два кольцевых компенсатора в сочетании с компенсаторами на горизонтальном участке трубопровода от камеры до входного пат-

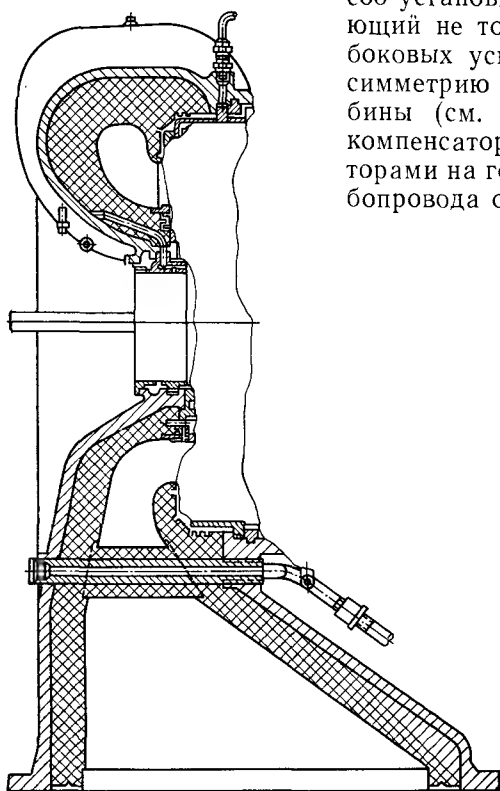


Рис. 161. Входной патрубок турбины ГТ-700-5 НЗЛ

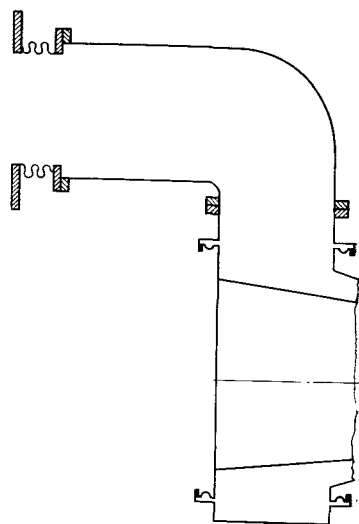


Рис. 162. Входной патрубок турбины ГТУ мощностью 5500 квт фирмы Кларк

рубка обеспечивают независимость деформаций входного патрубка и корпуса турбины. Последний имеет осесимметричные формы.

В моноблочных ГТУ камеру сгорания располагают в средней части корпуса турбокомпрессора — при такой схеме отсутствуют присоединительные трубопроводы, создающие боковую нагрузку на турбину (рис. 163). При этом внешняя часть входного патрубка совмещена с общим корпусом турбокомпрессора, а внутренняя часть расположена в воздухохранильнике компрессора и омыва-

ется относительно холодным воздухом из напорного патрубка компрессора.

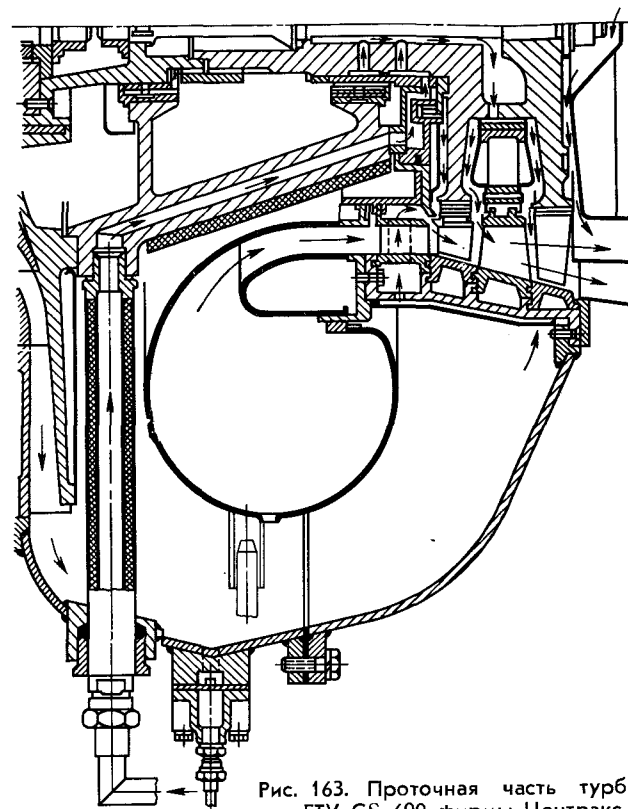


Рис. 163. Проточная часть турбины ГТУ CS 600 фирмы Центракс

Промежуточные патрубки

В ГТУ с разрезным валом для сокращения потерь давления в тракте между турбинами высокого и низкого давления нашло очень широкое применение последовательное расположение турбин друг за другом.

При консольных роторах расстояние между турбинами может быть сведено к минимуму — вплоть до ликвидации промежуточной части. Так, в ГТУ, представленной на рис. 164, проточная часть обеих турбин выполнена общей; на выходе из турбины высокого давления допущена высокая скорость благодаря тому, что турбина низкого давления имеет противоположное направление вращения. Это уменьшает необходимое количество ступеней и сокращает размеры корпуса турбины. Такая конструкция является уникальной, и в других многочисленных образцах,

подобных ГТУ, между турбинами предусмотрен специальный промежуточный патрубок с разделительной диафрагмой. Патрубок профилируют в виде

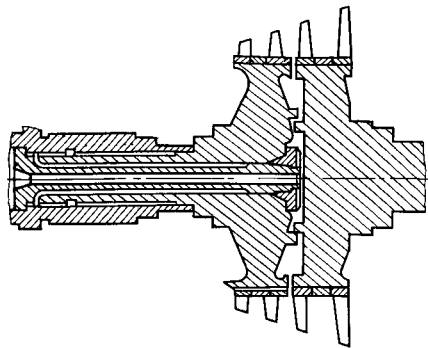


Рис. 164. Роторы турбины ГТУ ЕМ-27Р фирмы Инглиш Электрик

диффузора с небольшим углом раскрытия, в котором происходит падение скорости и восстановление давления. Перепад давлений, действующий на сопловой аппарат турбины низкого давления, воспринимает сплошная диафрагма.

На рис. 140, 142, 143, 155, 165, 167—171 показаны различные конструкции промежуточных патрубков, расположенных между консольными турбинами высокого и низкого давления.

Температуры отдельных частей патрубков — внешней и внутренней обечайки, соединительных ребер и диафрагмы — различны, поэтому между ними предусматривают гибкие элементы, компенсирующие разность их термических расширений. В патрубке, изображенном на рис. 168, скорость потока уменьшается со 152 до 105 м/сек. Патрубок, как и корпус турбины, выполнен двухстенным с прослойкой изоляции между внешним силовым корпусом 4 и тонкостенными элементами, ограничивающими газовый тракт. Связь внешнего кольца 2 с внутренним 1 осуществлена с помощью шести тангенциальных ребер 3, которые принимают температуру потока быстрее, чем кольца; при изменении длины ребер внутреннее кольцо поворачивается относительно внешнего. Толщина колец 1,6 мм, материал — Нимоник 75. Горизонтального разъема патрубок не имеет. Аналогичная схема компенсации расширений использована в патрубке, показанном на рис. 169. Неразъемный патрубок прикреплен в корпусе турбины к сплошному кольцу (см. рис. 155) одним из фланцев 17 (рис. 169); вторым фланцем 17 патрубок центрирован в сегментах направляющего аппарата турбины низкого давления. Внешнее кольцо 1 соединено с внутренним кольцом 2 четырьмя тангенциальными ребрами 18. Диафрагма 8, усиленная ребрами 6, воспринимает перепад давлений, а днище 12 служит только для ужесточения патрубка; в днище выполнено центральное отверстие, закрытое сеткой 11. В патрубке расположены ряд трубопроводов подвода охлаждающего воздуха для обдува ободов дисков обеих турбин. Охлаждающий воздух поступает через штуцер 16, плотно входящий в соответствующее гнездо корпуса турбины, и по трубе 14 идет к центральному коллектору 10. Далее по трубам 7 воздух

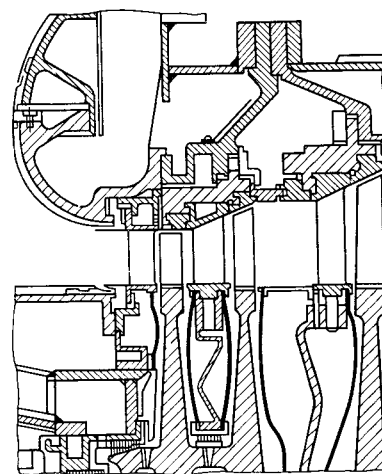


Рис. 165. Проточная часть турбины ГТУ мощностью 1000 квт фирмы Аллен

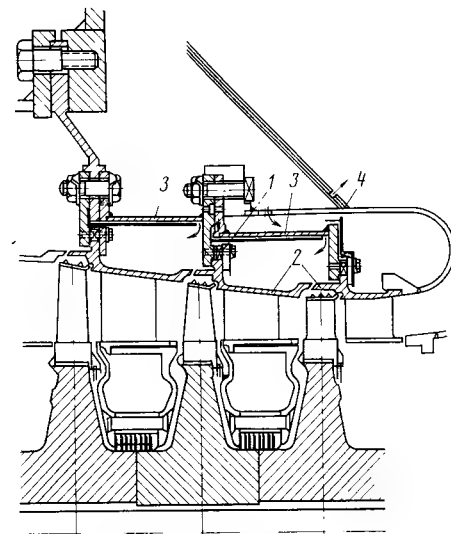


Рис. 166. Проточная часть турбины ГТУ мощностью 500 квт фирмы Аллен: 1 — шпонка; 2 — обоймы; 3 — внешний корпус; 4 — корпус камеры сгорания

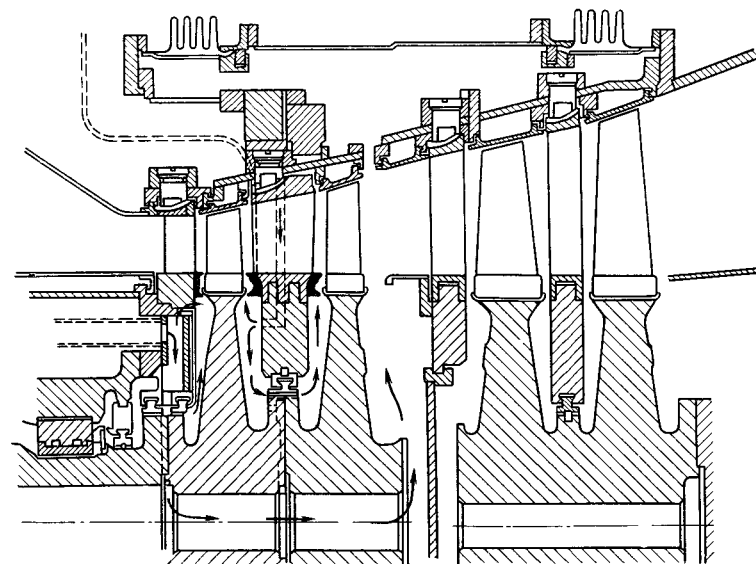


Рис. 167. Проточная часть турбины ГТУ G-6 компании AEI

направляется к отверстиям в кольце 13 на обдув диска турбины высокого давления и к дозирующим соплам 4 в кольце 5 на обдув диска турбины низкого давления. Разность температур более холодных труб и горячих колец 13 и 5 компенсируется изгибом труб. Изоляция, заполняющая внутреннюю полость патрубков, предотвращает нагрев труб 7. Обтекатель 15, заполненный изоляцией, приварен только к кольцу 2. Для возможности заводки ротора турбины низкого давления без выемки патрубка (см. рис. 155) козырек 3 (рис. 169) выполнен разъемным — он закреплен болтами 9. Материал всех элементов патрубка — сталь 1X13 [12].

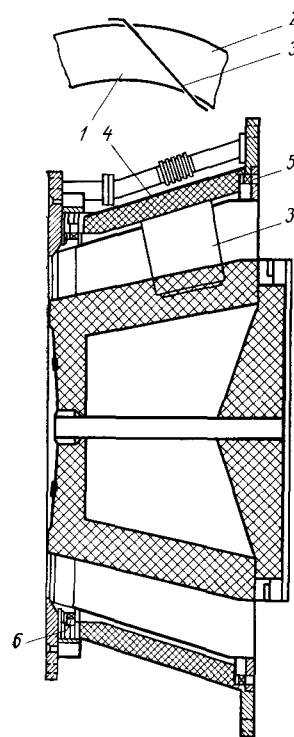


Рис. 168. Промежуточный патрубок турбины ГТУ ТА фирмы Рустон:

1 — внутреннее кольцо газохода; 2 — внешнее кольцо газохода; 3 — ребро; 4 — силовой корпус; 5, 6 — шпонки

В процессе эксплуатации отмечалось выпучивание днища 12 в сторону турбины высокого давления, которое задевало за диск. Это было вызвано увеличением давления во внутренней полости патрубка вследствие закупорки изоляционной ватой отверстий в сетке 11. При аварийной остановке агрегата давление внутри патрубка падает медленнее, чем в проточной части, и днище деформируется. Поэтому в днище были просверлены 120 разгрузочных отверстий диаметром 4 мм, внутренняя полость патрубка не изолировалась, а изолировались только воздухоподводящие трубы.

В ГТУ фирмы Джeneral-Электрик (см. рис. 143) подвеска элементов промежуточного патрубка осуществлена на радиальных штифтах 1 и 4, а уплотнение газовых полостей — компенсаторами 2.

Описанные выше промежуточные патрубки являются частью общего жесткого корпуса обеих турбин. В ряде ГТУ, где предусмотрено отдельное крепление корпуса каждой турбины, промежуточный патрубок снабжен двумя гибкими компенсирующими элементами, допускающими как излом или смещение осей турбины, так и температурные расширения корпусов в осевом направлении.

На рис. 167 и 170 показаны промежуточные патрубки с компенсаторами. Поскольку компенсаторы не имеют разъемов, патрубки, как правило, выполняют неразъемными. Однако из условий сборки, в средней части патрубка между компенсаторами

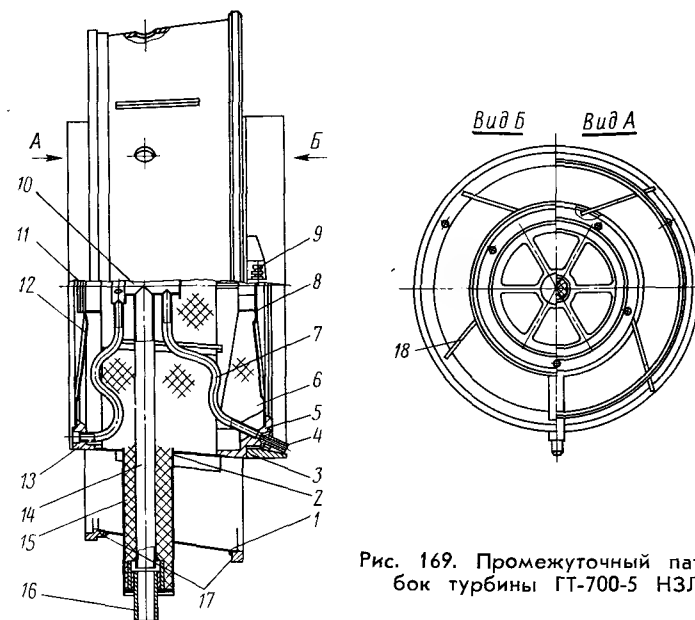
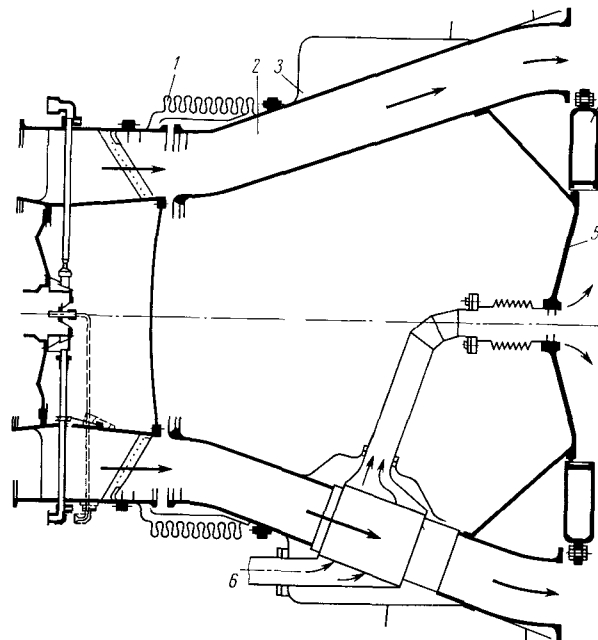


Рис. 169. Промежуточный патрубок турбины ГТ-700-5 НЗЛ

Рис. 170. Промежуточный патрубок турбины ГТУ мощностью 17 500 квт фирмы Бристоль — Сиддли

1 — компенсатор; 2 — газоход; 3 — камера, соединенная со сбросным клапаном для перепуска газа в обвод турбины низкого давления; 4, 5 — диафрагмы; 6 — трубопровод подвода охлаждающего воздуха к ротору турбины низкого давления



может быть предусмотрен горизонтальный разъем. Корабельная ГТУ G-6 компании AEI (рис. 167) характерна ограниченными осевыми размерами. Ее промежуточный патрубок, как и все части корпусов, имеет горизонтальный разъем. Два компенсатора — единственные неразъемные элементы корпуса. После удаления промежуточного патрубка компенсаторы могут быть придвинуты один к другому — этим достигается возможность съема верхних половин корпусов и выемки роторов. Компенсаторы выполнены из нержавеющей стали. Внутри каждого компенсатора установлено металлическое уплотнительное кольцо, сводящее к

минимуму утечки горячего газа в машинное отделение корабля в случае поломки компенсатора.

Промежуточный патрубок силовой турбины корабельной ГТУ фирмы Броун — Бовери (рис. 171) может быть сдвинут в сторону турбокомпрессора вместе с внешним корпусом турбины, в результате чего открывается доступ к полукольцам с направляющими лопатками второй ступени; после их удаления появляется возможность осмотра облопачивания. В первом образце этой турбины обечайка промежуточного патрубка изготовлена из аустенитной стали, а фланцы — из перлитной.

После ряда теплосмен появились трещины по сварке этих элементов. В последующих установках все детали патрубка выполнены из аустенитной стали и возникновение трещин было ликвидировано [99].

Выпускные патрубки

Осевая скорость потока на выходе из последней ступени газовой турбины составляет 150—180 м/сек; при этом кинетическая энергия уходящих газов достигает 10% полезной энергии. В паровых турбинах осевая скорость за последней ступенью доходит до 250 м/сек, но кинетическая энергия парового потока не превышает 1,3—1,5%. Поэтому отработка рациональной конструкции диффузора выпускного патрубка для газовых турбин является специфической и важной проблемой.

Наиболее простой является конструкция выпускного патрубка в турбинах с осевым выходом газа. В центростремительных турбинах при консольном расположении рабочего колеса диффузор может быть выполнен в виде слабо расширяющегося конического участка трубопровода; в некоторых случаях диффузор совмещают с внутренним контуром камеры сгорания (см. рис. 135

и 136). В осевых турбинах диаметр корневого сечения лопаток велик и за последней ступенью даже при консольном расположении ротора всегда устанавливают обтекатель, аналогичный обтекателю компрессора с осевым входом. При двухпорном роторе внутри этого обтекателя располагают подшипниковый узел, а в ряде случаев и масляный насос, регуляторы скорости, безо-

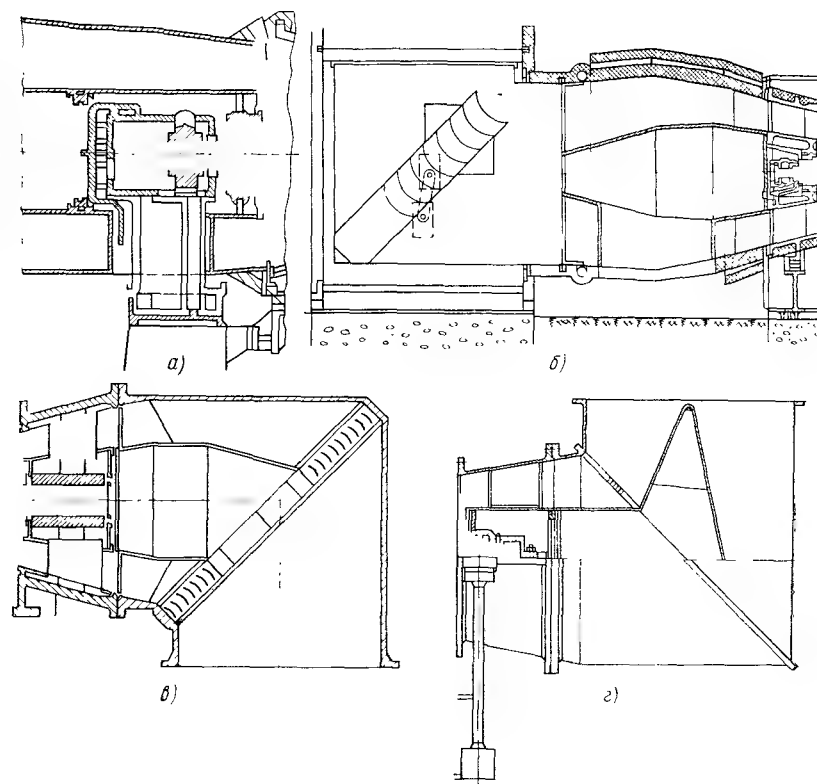


Рис. 172. Выпускные патрубки с осевым выходом газа:

а — ГТУ G-9 Народных предприятий ГДР; б — ГТУ мощностью 14500 квт фирмы Броун — Бовери; в — ГТУ ГС-3000 фирмы Фиат; г — ГТУ мощностью 1800 л. с. фирмы Вестингауз

пасности и т. п. На рис. 13, 20, 84, 152, 172 показаны различные конструкции патрубков с осевым выходом газа. Так как газ в дальнейшем, как правило, отводят через вертикальные трубопроводы вверх или вниз, поток можно повернуть или на некотором расстоянии от турбины, или в непосредственной близости от нее, в пределах того же патрубка (рис. 61 и 172, б — г). В связи с ограниченными осевыми размерами патрубков поток поворачивают обычно под углом 90° с помощью прямых направляющих лопаток с сечением в четверть круга.

Патрубки с осевым выходом газа характерны для установок, в которых приводной механизм расположен со стороны компрессора, или для турбокомпрессоров без внешнего привода. В большинстве ГТУ осевой выход газа нельзя реализовать в связи с тем, что за турбиной устанавливают приводной механизм, или в связи с тем, что ограничена длина установки. Поэтому в преобладающем большинстве установок выпускной патрубок имеет две зоны: первая — диффузор для понижения скорости, вторая — газосборник, осуществляющий отвод потока от кольцевого сечения за диффузором в прямоугольное или круглое сечение газопровода.

На рис. 173, а и б показаны патрубки, диффузоры которых образованы параллельными или эквидистантными кольцевыми стенками. Увеличение выходного сечения по сравнению с входным достигается только вследствие возрастания диаметра кольцевого канала.

Диффузоры с малым углом раскрытия изображены на рис. 149 и 173, а; в меридиональном сечении эти диффузоры имеют прямолинейные очертания. Диффузоры с криволинейными стенками показаны на рис. 142 и 173, г; поверхности двойкой кривизны в этих диффузорах выполнены литьем или штамповкой.

При большом угле раскрытия диффузоров во избежание отрыва потока от стенок устанавливают промежуточные перегородки (рис. 173, д и е).

Поворот потока от осевого направления к радиальному производится зачастую с помощью кольцевых направляющих ребер с профилем в четверть круга. В патрубке, изображенном на рис. 66, поток повернут на 180° (газ из турбины отведен во внутреннюю полость двигателя, охватывающую корпус турбины).

К конфигурации второй зоны патрубка — газосборнику — строгих требований обычно не предъявляют. В некоторых установках внешним стенкам патрубка придают криволинейные очертания с постоянным нарастанием объема к выходному сечению патрубка.

Однако это усложняет технологию изготовления патрубка. В основном стенкам газосборника придают упрощенную конфигурацию, определяемую общей компоновкой установки и простейшими технологическими решениями. Чаще всего стенки патрубка сваривают из плоских листов и цилиндрических и конических обечаек. Для ужесточения стенок широко применяют внешнее оребрение или приваривают одну или две продольные стенки внутри патрубка в плоскости симметрии. Плоские торцовые стенки патрубков могут быть связаны стяжками.

При расположении опоры подшипников внутри выпускного патрубка, корпуса подшипника и турбины соединяют различными тягами, проходящими через полые обтекатели в диффузоре (рис. 140; 173, в и др.). Эти обтекатели можно располагать не-

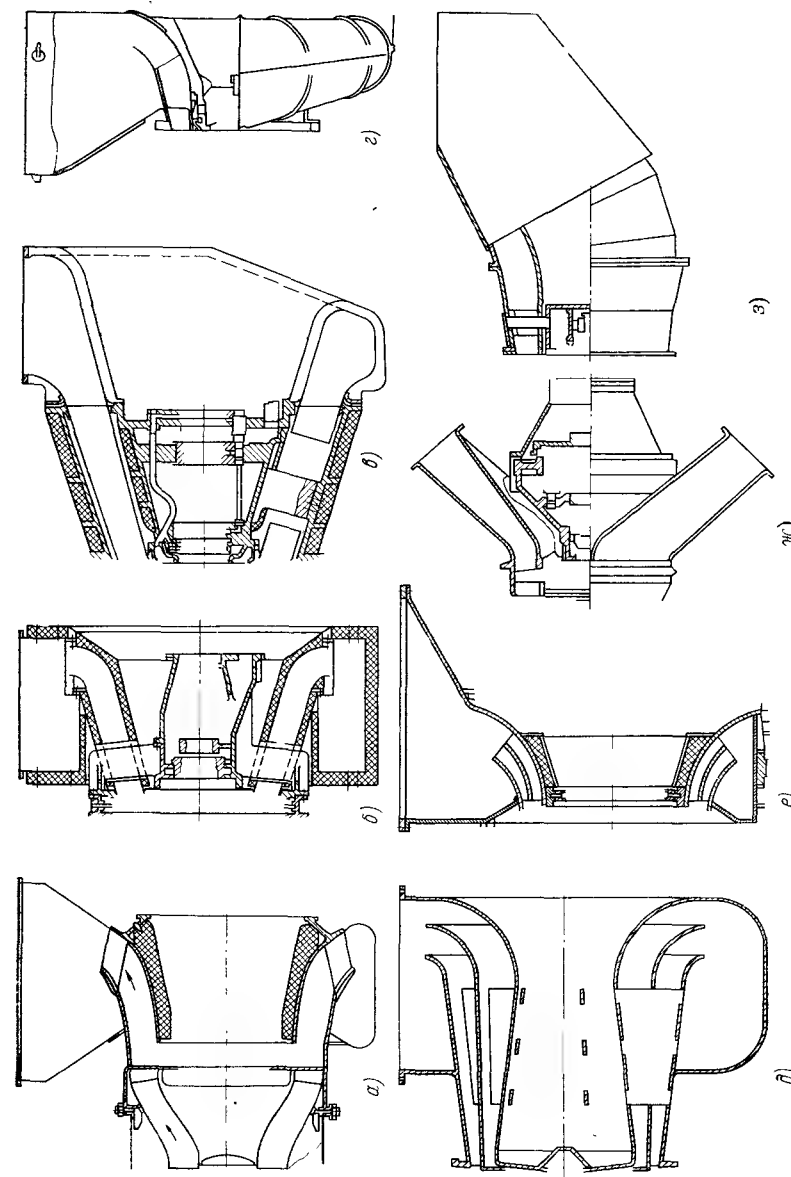


Рис. 173. Выпускные патрубки турбин с боковым отводом газа:

а — ГТУ 520 фирмы Боннг; б — ГТУ 305 фирмы Кларк; в — ГТУ ТНМ-1000 фирмы Ислано-Марет; г — ГТУ «Сатурн» фирмы Солар; д — ГТУ 302 фирмы Боннг; е — ГТУ 302 фирмы Боннг; ж — ГТУ 302 фирмы Боннг; з — ГТУ 302 фирмы Боннг.

симметрично: на рис. 172, а показан патрубок, в котором один большой обтекатель расположен в нижней части (через него проходит ступль подшипника).

Если осевой размер агрегата ограничен, ступль подшипника и редуктор можно, изменив конструкцию патрубка, разместить в непосредственной близости к последней ступени турбины. На рис. 173, ж показан выпускной патрубок с раздвоенным потоком газа. Из каждой половины патрубка газ отводится по отдельным газоходам, которые в отдалении от установки присоединяют к общей дымовой трубе. На рис. 173, з изображен патрубок, в котором поток отведен под острым углом к оси установки.

Способ соединения внешней и внутренней кольцевых стенок патрубка зависит от конструктивной схемы двигателя. Если корпус подшипника подвешен к внутренней стенке патрубка, то внутренняя стенка должна быть расположена концентрично относительно внешней стенки при всех режимах работы установки. Возможно также соединение стенок с помощью тонкостенных тангенциальных ребер, проходящих через газовый поток. При нагреве ребер внутренняя стенка поворачивается на небольшой угол относительно внешней при сохранении их соосности. В установках фирмы Джeneral — Электрик (см. рис. 158) внутренняя стенка патрубка подвешена на радиальных жестких ребрах, которые соединены с корпусом турбины гибкими тангенциальными пластинками — каждая подвеска имеет таким образом Т-образную форму.

Если внутренняя стенка патрубка не является несущей, то ее можно соединить с внешней стенкой плоскими листами, расположенными в меридиональных плоскостях; при этом листы могут связывать и промежуточные направляющие ребра (рис. 173, д). Наряду с плоскими листами используют и профильные стойки обтекаемой формы. В ГТУ фирмы Солар на внутренней стенке патрубка (рис. 173, г) выполняют глубокие выштамповки, которые соприкасаются с внешней стенкой и крепятся к ней точечной сваркой.

Соединение выпускного патрубка с отводящим газопроводом должно исключить воздействие последнего на установку при их тепловых расширениях и перемещениях. Недостаточная гибкость этого соединения может послужить причиной вибрации установки и деформации патрубка и корпуса турбины.

Стенки выпускных патрубков обычно испытывают избыточное давление, исчисляемое несколькими десятками миллиметров водяного столба. В установках с утилизацией тепла уходящих газов теплообменный аппарат на выходе создает небольшое противодавление (не более 500 мм вод. ст.), в связи с чем стенки патрубка должны быть несколько усилены. И только в турбинах высокого и среднего давления сложных установок выпускные патрубки должны противостоять давлению в несколько атмосфер. Показан-

ный на рис. 150, а патрубок испытывает внутреннее давление более 6 кг/см², поэтому он выполнен двухстенным. Внешний прочный корпус патрубка, являющийся продолжением корпуса турбины, воспринимает давление газа; внутренний тонкостенный корпус патрубка служит для направления газового потока. В пространстве между внешним и внутренним корпусами патрубка находится изоляция, а также предусмотрена продувка охлаждающего воздуха, что предохраняет внешний корпус от нагрева и допускает использование для него обычной углеродистой стали (температура газа 580° С).

В ГТУ большой и средней мощности температура уходящих газов обычно не достигает 500° С и для элементов выпускных патрубков применяют углеродистую сталь. Однако для патрубков иногда используют аустенитные стали типа Нимоник с тем, чтобы уравнивать термические расширения патрубка и корпуса турбины, а также для уменьшения эрозионного износа при наличии в потоке большого количества взвешенных частиц.

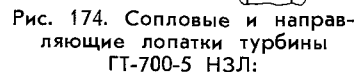
В связи с высокой температурой уходящих газов стенки патрубков должны быть надежно изолированы: изоляция создаст нормальные условия работы и безопасность для обслуживающего персонала, кроме того, предотвращает нагрев корпусов подшипников, расположенных внутри патрубка, редуктора, валоповоротного устройства, приводного механизма и т. п., а также фундаментов, стен, пультов управления и других близлежащих элементов. В установках с утилизацией тепла уходящих газов изоляция патрубка сокращает нежелательные потери тепла в окружающую среду. Слой изолирующего материала наносят обычно с внешней стороны стенки патрубка, а в установках с двухстенными патрубками изоляцией заполняют пространство между стенками (см. рис. 150, а). Вместо слоя минеральной изоляции может служить воздушная прослойка или экранирующие листы (см. рис. 67 и 71).

Сопловые и направляющие аппараты

Сопловые лопатки омываются газовым потоком с наиболее высокой температурой. При пуске установки и при быстрых сбросах нагрузки лопатки испытывают значительные напряжения, связанные с резким изменением температуры тонких кромок и большой тепловой инерцией массивной средней части. Различия температур при достаточном числе теплосмен может привести к усталостному разрушению облопачивания. Применение полых лопаток сводит эту разность к минимуму. Кроме того, наличие полости в лопатках создает возможность их охлаждения.

Сопловые аппараты имеют также различную температуру как по радиусу, так и по окружности вследствие того, что поле температур газового потока перед сопловым аппаратом имеет значи-

Вследствие значительного перепада давлений на сопловом аппарате его лопатки испытывают большие изгибные усилия и консольно закрепить их иногда не представляется возможным (в этом случае лопатки крепят также нижними полками).



1 — лопатки турбины высокого давления; 2 — лопатки турбины низкого давления; 3 — штифт; 4 — сегментная вставка

Консольное крепление лопаток соплового и направляющих аппаратов выполнено в установке ГТ-700-5 НЗЛ (рис. 174). Лопатки закреплены в разрезных сегментных вставках Т-образными тангенциальными хвостами одинакового профиля. Между хвостами предусмотрен зазор 0,2 мм для компенсации расширений. Концевые лопатки каждого сегмента фиксированы радиальными штифтами 3.

В турбине ГТУ, представленной на рис. 160, также предусмотрено консольное крепление сопловых лопаток (по четыре ло-

Конструкции полых лопаток с внутренним воздушным охлаждением показаны на рис. 175.

В ГТУ ТЕ фирмы Рустон лопатки нарезают из светлокатаных профильных полос и вставляют с одной стороны в отверстия сегментов корпуса, а с другой — в бандаж. Отверстия прошивают

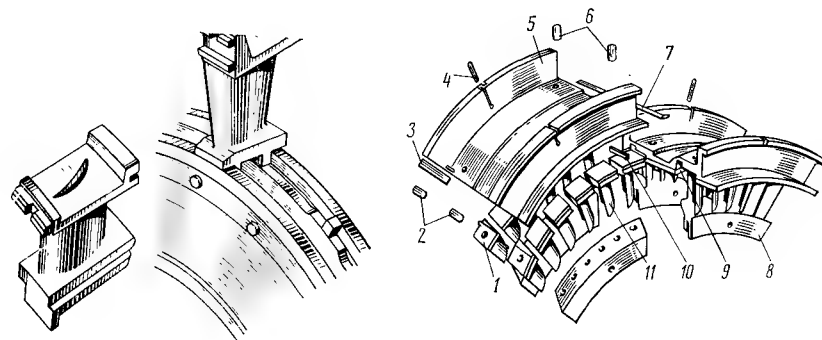


Рис. 175. Сопловая и направляющая лопатки турбины ГТУ CS 600 фирмы Центракс

Рис. 176. Сегменты корпуса турбины
ГТУ ТФ фирмы Рустон:

1 — лопатки первой ступени; 2, 6 — стопоры; 3 — полоска радиального уплотнения; 4 — уплотнительная трубка; 5 — внешняя часть сегмента; 7 — полоска осевого уплотнения; 8 — внутренняя часть сегмента; 9 — канавка для полоски осевого уплотнения; 10 — уплотнительная полоска лопатки; 11 — лопатки второй ступени

электроэрозийным методом. В корпусе турбины лопатки крепят сваркой.

В ГТУ ТГ корпус состоит

из восьми сегментов, в которых закреплено по шесть лопаток каждой ступени (рис. 176). На внутреннем торце лопатки предусмотрен шип, проходящий в отверстие внутреннего бандажа; внешний торец лопатки закреплен в кольцевом пазу с помощью ласточкина хвоста [97].

В турбинах ЛМЗ направляющие аппараты крепят в корпусе с помощью сварки (рис. 177) [10]. Лопатки массивной частью вваривают в толстостенный обод, а выходными кромками — в бандаж. Во внутреннем бандаже диафрагмы после ее сварки и термообработки между каждыми тремя лопатками выполняют прорезы для компенсации термических расширений.

На рис. 157 и 178 показаны типовые конструкции направляющих аппаратов турбин фирмы Вестингауз и фирмы Фиат. Лопатки вварены во внутренний и внешний бандажи, образующие половину диафрагмы. Во внутренних бандажах сделаны прорезы

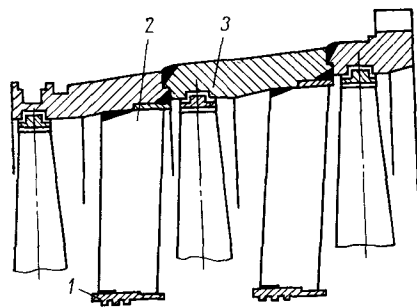


Рис. 177. Сварные диафрагмы первой и второй ступеней турбины ГТ-25-700 ЛМЗ:

1 — внутренний бандаж с уплотнением;
2 — лопатки; 3 — обод

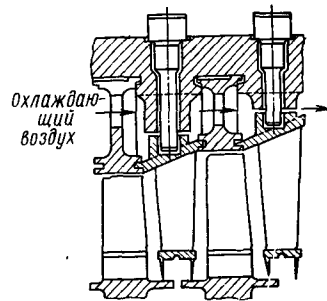


Рис. 178. Элементы турбины ГТУ TG-3000 фирмы Фиат

для компенсации расширений (по четыре прореза в каждой половине диафрагмы). Внешние кольца диафрагм вставляют в

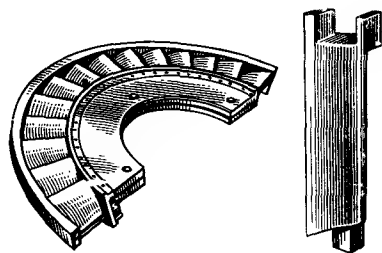


Рис. 179. Диафрагма и лопатка турбины ГТУ L-51C компании AEI

Т-образные пазы сегментов корпуса и крепят радиальными штифтами. Между диафрагмами и корпусом продувается охлаждающий воздух.

В газовых турбинах направляющие лопатки, как и в паровых, можно набирать в диафрагмы, которые затем заводят в соответствующие пазы корпуса. Однако, если в паровых турбинах лопатки жестко прикреплены к внешнему ободу и телу диафрагмы, то в газовых турбинах всегда предусматривают возможность свободных температурных расширений лопаток вдоль их оси.

На рис. 179 показана диафрагма, в которой направляющие лопатки прикреплены к телу диафрагмы заклепками, а шипом

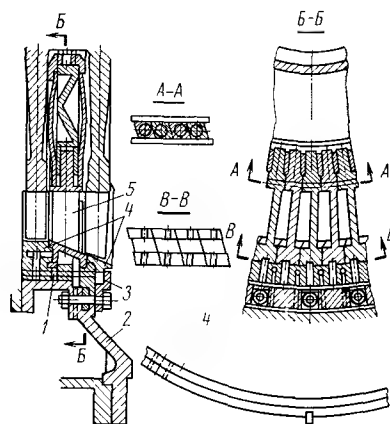


Рис. 180. Промежуточная диафрагма ГТУ мощностью 1000 квт фирмы Аллен:

1 — радиальная шпонка; 2 — коническое кольцо внешнего корпуса турбин;
3 — внутренний корпус; 4 — сегментные вставки; 5 — направляющая лопатка

вставлены в обод. Диафрагмы заводят в корпус турбины и фиксируют на разъеме, как это принято в паротурбинной практике.

Для защиты тела диафрагмы от резких температурных градиентов иногда предусматривают боковые щитки. В установке фирмы Аллен (рис. 180) сопла турбины соединены заклепками в групповые сегменты. Лопатки направляющих аппаратов заводят в канавку промежуточного кольца корпуса и фиксируют двумя стопорными пластинами. На внутреннем конце каждой лопатки предусмотрен цилиндрический выступ, который входит в соответствующее радиальное отверстие в диафрагме — этим обеспечивается свобода расширений каждой лопатки.

КОРПУСА, СОПЛА И ПАТРУБКИ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ ТУРБИН

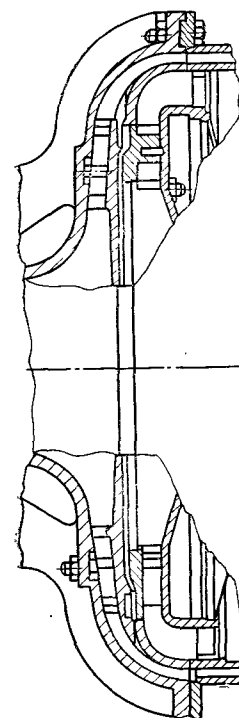


Рис. 181. Корпус турбины ГТУ ГПЖН завода «Экономайзер»

Конфигурация подводящего патрубка центростремительной турбины зависит от расположения и числа камер сгорания. Для кольцевой камеры сгорания характерна осесимметричная форма патрубка (см. рис. 135 и 136). При применении одной или двух тангенциально расположенных камер патрубков выполняют спиральным или тороидальным. Меридиональные сечения спиральных патрубков показаны на рис. 67, 69 и 71.

Подводящие патрубки размещают обычно внутри прочного корпуса ГТУ или в воздухохранильнике камер сгорания, поэтому их стенки не подвержены воздействию перепада давления и могут быть выполнены из тонкой листовой стали. Но даже если стенки патрубков воспринимают полный перепад

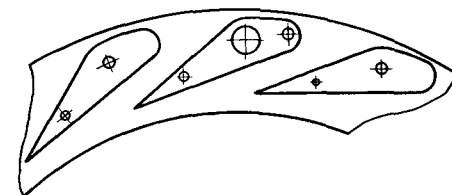


Рис. 182. Сопловый аппарат турбины ГТУ «Брилл Марк II» фирмы Бадворт

давления, они все же могут быть тонкими благодаря криволинейным очертаниям.

Направляющие аппараты (сопла) выполняют с неподвижными или поворотными лопатками. Направляющие аппараты с не-

подвижными лопатками могут быть цельнофрезерованными, сварными или составными. На рис. 181 показан направляющий аппарат, в кольцевой поковке которого выполнены фрезерованные каналы и весь узел на радиальных штифтах прикреплен к диффузору компрессора. Радиальные штифты обеспечивают свободу термических расширений элементов. Сварной направляющий аппарат может быть выполнен с полыми лопатками, через которые проходит вторичный воздух из камеры сгорания, охлаждающая лопатки.

Составные направляющие аппараты показаны на рис. 109, б и 182. Каждая лопатка изготовлена отдельно и закреплена между стенками корпуса стяжными болтами, связывающими одновременно и аналогичные лопатки диффузора компрессора. Положение направляющих лопаток зафиксировано стопорными штифтами или шпильками.

Подвижные лопатки направляющих аппаратов применяют для регулирования расхода газа на частичных режимах в автомобильных ГТУ (в этом случае лопатки можно поворачивать на небольшой угол) или для реверсирования свободной турбины полезной мощности в судовых ГТУ.

РОТОРЫ ТУРБИН

Типы роторов

Цельнокованные роторы широко используются практически всеми заводами-изготовителями паровых турбин. За многие десятилетия процессы изготовления и контроля поковок роторов паровых турбин были достаточно хорошо отработаны. Применение цельнокованных роторов в газовых турбинах может упростить и удешевить их конструкцию. Температуры отдельных участков ротора могут быть достаточно близки, чем снижаются термические напряжения. Эффективная система охлаждения позволяет также использовать перлитные стали при высокой начальной температуре газа. Весьма успешным в этой части был опыт создания цельнокованого ротора ГТ-25-700 ЛМЗ, температура которого не превышает 450°C даже в зонах первых ступеней. Цельнокованные роторы без охлаждения с успехом применяют также при относительно низкой температуре газа в установках, работающих на тяжелом жидком топливе, или в турбинах низкого давления.

При большой внутренней расточке ротора жесткость его возрастает, а термические напряжения в металле, связанные с быстрым изменением нагрузки, сокращаются.

Однако цельнокованные роторы многоступенчатых турбин по сравнению с дисковыми сборными роторами имеют ряд недо-

статков: повышенные напряжения от центробежных сил (по сравнению с роторами, диски которых не имеют отверстий); узкий фронт работ при механической обработке и сборке ротора; требуется применение равного числа лопаток и одинаковых профилей хвостов на всех ступенях (при осевых хвостах); трудно или невозможно применить протяжку при изготовлении пазов для хвостов лопаток.

На рис. 148, а и б даны различные конструкции цельнокованных роторов ГТУ. Большого разнообразия конструктивных форм ротора можно достичь при выполнении его из нескольких поковок, соединенных фланцами (см. рис. 141, 158, 167).

Высокий уровень современной сварочной техники позволяет применить методы сварки при изготовлении роторов паровых и газовых турбин. Преимущества сварных роторов перед цельноковаными состоят в том, что отдельные поковки, из которых сваривают ротор, могут быть лучше прокованы и выполнены в виде дисков без центрального отверстия. Основным преимуществом применения сварки является возможность создания роторов существенно большего диаметра, чем допускают методыковки цельных роторов. Жесткость сварных роторов выше, чем цельнокованных, масса их меньше, стоимость в ряде случаев ниже. Свариваемые детали могут быть выполнены из разнородных сталей: средняя часть ротора — из аустенитной стали, хвостовики — из перлитной. Сварной шов при этом должен быть вынесен в зону низких температур (порядка 300°C).

Фирма Джeneral — Электрик широко применяет сварные композитные диски с аустенитным ободом и перлитной сердцевинной (см. рис. 141); жаростойкая сталь обода способна работать при высоких температурах, в то время как перлитная или хромистая сталь сердцевины при температурах ниже 550°C имеет более высокую механическую прочность. Место шва определяют из расчета предельной температуры для перлитных материалов ($530\text{—}580^{\circ}\text{C}$).

Различные конструкции сварных роторов турбин показаны на рис. 121, д; 143; 183, в и г; подробные сведения о типах сварных роторов и композитных дисках, о разделке кромок и сборке частей ротора под сварку, о методах сварки и др. приведены в работе В. Н. Земзина и Л. Д. Френкеля [10].

Наряду со сварными роторами из перлитных сталей в практике газотурбостроения имеются прецеденты сварки роторов из аустенитных сталей (ГТУ мощностью 20 000 кВт фирмы Зульцер, мощностью 12 000 кВт типа ГТ-12-3 ЛМЗ, рис. 183, в). При проектировании установки ГТ-12-3 был учтен опыт эксплуатации роторов паровых турбин фирмы Броун-Бовери, в которых наблюдалось появление трещин в швах; во избежание этого сварной шов в роторе турбины ГТ-12-3 был выполнен на диаметре, меньшем, чем диаметр дна пазов для хвостов рабочих лопаток.

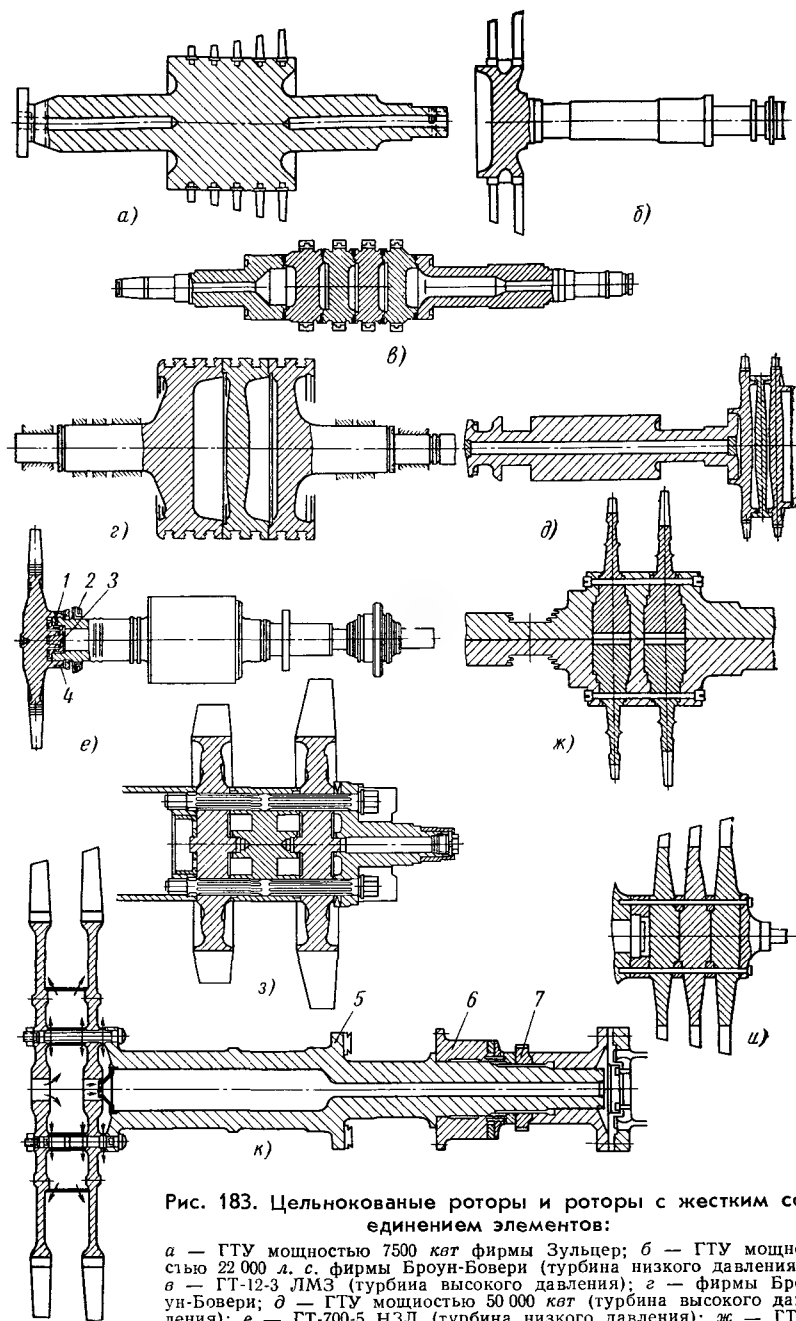


Рис. 183. Цельнокованные роторы и роторы с жестким соединением элементов:

а — ГТУ мощностью 7500 кат фирмы Зульцер; б — ГТУ мощностью 22 000 л. с. фирмы Броун-Бовери (турбина низкого давления); в — ГТ-12-3 ЛМЗ (турбина высокого давления); г — фирмы Броун-Бовери; д — ГТУ мощностью 50 000 кат (турбина высокого давления); е — ГТ-700-5 НЗЛ (турбина низкого давления); ж — ГТУ мощностью 16 500 кат фирмы Джерал-Электрик; з — ГТУ «Пэлуст» фирмы Блекборн; и — ГТУ «Базилиск» фирмы Бадворт; к — ГТУ мощностью 15 000 кат фирмы Бристоль-Сиддли (турбина низкого давления); 1 — радиальный штифт; 2 — вентилятор; 3 — пробка; 4 — кольцо; 5 — гребень упорного подшипника; 6 — противовес; 7 — шестерня привода вспомогательных механизмов

Как показали эксперименты, проведенные на моделях сварных роторов, их критическое число оборотов оказалось на 13—17% ниже расчетного значения [10].

Сварным роторам присущи все недостатки цельнокованных роторов, связанные с механической обработкой пазов для хвостов лопаток.

Наибольшее распространение в газовых турбинах всего диапазона мощностей и различных назначений нашли дисковые сборные роторы. Диски таких роторов при необходимости можно отковать без центрального отверстия; их обработку ведут параллельно на станках меньших размеров; для выполнения хвостов лопаток можно использовать наиболее прогрессивную технологию; число лопаток по ступеням не взаимосвязано. Принципиальным преимуществом многоступенчатых дисковых роторов является возможность осуществления осевой сборки агрегата при неразъемных корпусах и диафрагмах турбины. Дисковые роторы применяют для высоконапряженных агрегатов и в частности для авиационных газотурбинных двигателей.

В то же время дисковые роторы требуют применения стяжных болтов. Отверстия для болтов ослабляют тело диска и создают концентрацию напряжений. Болты подвержены значительным нагрузкам от затяжки, а периферийные болты также и изгибным усилиям, вызванным центробежными силами и различными радиальными перемещениями соседних дисков.

Это предопределяет жесткие требования к температурному режиму ротора — система охлаждения должна обеспечить близкие температуры различных дисков в местах их соединения. Неравномерная затяжка периферийных болтов может привести к прогибу ротора и возникновению вибраций.

Соединение дисков между собой и с валом при помощи радиальных штифтов позволяет избежать ослабления тела диска отверстиями — этот способ широко используется для крепления консольных дисков; как правило, в двухопорных роторах такие соединения не применяют. На рис. 121, а; 183, д и е и 184 показаны различные соединения консольных дисков на радиальных цилиндрических штифтах. Посадка дисков по центрирующим поясам выполнена с небольшим натягом, но во время работы после многочисленных теплосмен возможно ослабление посадки и появление зазора в соединении. Радиальные штифты при этом обеспечивают concentricity сопрягаемых деталей.

Обязательным условием в таком соединении служит радиальное положение штифтов. По нормам НЗЛ не допускается отклонение оси штифта от радиального положения более чем на 0,02 мм на глубине отверстия при посадочном диаметре диска около 200 мм. Для предохранения штифтов от выпадения вследствие воздействия центробежных сил предусматривают специальные стопоры. Штифт 4 на рис. 184 закреплен осевым стопорным

штифтом 2, штифты 6 закреплены расчеканкой материала у края отверстия, штифт 9, устанавливаемый изнутри пояса, имеет головку.

В первых моделях газотурбинных установок НЗЛ радиальные штифты стопорились расчеканкой, а в последующих установках типа ГТ-700-5 и ГТ-750-6 (рис. 183, е) сверху штифтов насаживают кольцо, которое, в свою очередь, от осевого перемещения закреплено винтами. Для лучшей центровки диска относительно вала в его расточку устанавливают пробку, выполненную из аустенитной стали, как и диск. Диск напрессован на пробку и натяг в этом соединении сохраняется при любых условиях ра-

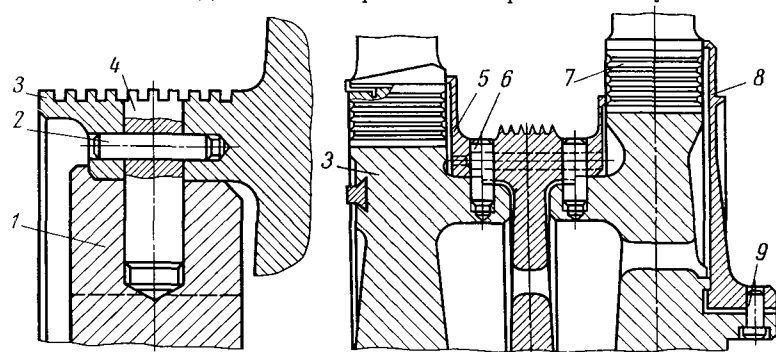


Рис. 184. Соединение узлов ротора турбины высокого давления ГТУ мощностью 50 000 квт:

1 — вал; 2 — стопорный штифт; 3 — диск; 4, 6, 9 — радиальные штифты; 5 — промежуточный диск; 7 — лопатка; 8 — покрывной диск

боты. В авиационных ГТУ для стопорения штифтов используют резьбовые пробки.

В тех случаях, когда место соединения консольного диска и вала вынесено за пределы горячей зоны и коэффициенты линейного расширения сопрягаемых элементов близки, может быть применено их соединение жесткими фланцевыми муфтами с призонными осевыми болтами (см. рис. 120, 121, б и 167). Аналогичную конструкцию применяют в двухопорных дисковых роторах. На рис. 141 и 158 показаны типичные конструкции роторов турбин фирмы Джeneral — Электрик. Конструкция на рис. 158 была в дальнейшем заменена более прогрессивной (рис. 183, ж), обеспечивающей меньшую толщину и лучшую проковку диска. Промежуточная часть без центрального отверстия частично разгружает турбинные диски от центробежных усилий.

Ротор трехступенчатой двухпроточной турбины низкого давления ГТУ мощностью 40 000 квт фирмы СТАЛ (рис. 185) также сборный. Диски каждого протока стянуты со средней частью и хвостовиками 32 болтами, а средняя часть (барабан) имеет

жесткое фланцевое соединение. Подобная конструкция возможна потому, что температура газа перед турбиной не превышает 450° С.

Аналогичная схема соединения дисков с хвостовиками и промежуточной частью ротора турбокомпрессора использована в установках фирмы Кларк (см. рис. 125, б) и в серии ГТУ малой мощности фирмы Блекборн-Турбомека (рис. 183, з); элементы ротора центрируют по заточкам, выполненным в центральной части дисков. Взаимная центровка в ГТУ мощностью 500 л. с. модели «Базилиск» фирмы Бадворт (рис. 183, и) производится с

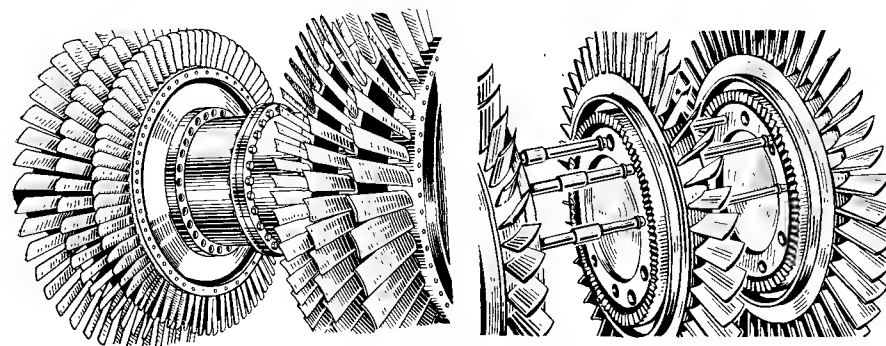


Рис. 185. Ротор турбины низкого давления ГТУ мощностью 40 000 квт фирмы СТАЛ

Рис. 186. Соединение при помощи торцовых шлицев узлов ротора турбины ГТУ фирмы Вестингауз

помощью промежуточных колец. Эти установки предназначены для работы при высокой температуре газа, но их роторы имеют весьма эффективное охлаждение.

Таким образом, конструкции роторов с жесткими соединениями, в которых крутящий момент передается призонными болтами, предназначены для работы при относительно низких температурах и не допускают взаимных радиальных перемещений сопрягаемых элементов.

Большое распространение в газовых турбинах получили сборные дисковые роторы с периферийными и центральными стяжками, которые стягивают элементы ротора в осевом направлении; передача крутящего момента при этом производится другими деталями, в той или иной степени допускающими независимость радиального положения сопрягаемых элементов ротора. Наиболее часто используют для передачи крутящего момента торцовые треугольные шлицы — соединения типа Хирт. Фирма Вестингауз, ряд фирм, выпускающих ГТУ по ее лицензиям, — Фиат, Томасен-Веркспур и др., а также фирма Кларк применяют торцовые шлицы криволинейной формы — их зубья имеют бочкообразную кон-

фигурацию типа «песочных часов» — это соединение известно под названием Курвик (рис. 186).

На рис. 157 и 186 изображены роторы с торцовыми шлицами и периферийными стяжками, которые выполнены более длинными, чем суммарная толщина дисков и фланцев хвостовиков. Во избежание прогиба длинных стяжек под действием центробежной силы на них предусматривают центрирующие пояски (рис. 186) или их устанавливают вплотную к внутренней поверхности барабана (рис. 157). Периферийные стяжки характерны для крупных и тяжелых роторов. Их затягивают с помощью динамометрических приспособлений, так как различная затяжка может быть источником вибраций. В наборных дисковых роторах турбин малой и средней мощности вместо периферийных стяжек предпочитают одну центральную. Длина ее по возможности также выполняется максимальной. В общих двухопорных роторах турбокомпрессоров центральная стяжка зачастую предназначена для соединения дисков компрессора и турбины. На рис. 121, *г*; 151; 163; 165; 187, *а* показаны роторы с центральной стяжкой, где крутящий момент передается торцовыми треугольными шлицами типа Хирт. Все роторы имеют удлиненную стяжку, а ротор, изображенный на рис. 121, *г* имеет пружинные элементы, гарантирующие постоянный натяг стяжки.

На рис. 187, *б* показан ротор с центральной стяжкой, крутящий момент которого передается осевыми штифтами. Головка стяжки выполнена конической и входит в соответствующее посадочное гнездо, выполненное в диске — этим достигается центровка стяжки. Аналогично центрируется стяжка и в роторах, показанных на рис. 67 и 164.

В роторе, представленном на рис. 187, *в*, температуры обоих дисков близки — это позволило соединить их осевыми штифтами; хвостовики же, имеющие более низкую температуру, соединены с дисками торцовыми шлицами.

При сборке дисковые наборные роторы проходят операцию опрессовки: первоначально роторы сжимают в осевом направлении примерно усилием, в 1,5 раза большим расчетного, для плотного прилегания всех сопрягаемых элементов, а затем усилие затяжки ослабляют до номинального значения. Затяжку контролируют динамометрическими ключами или мерными скобами по удлинению стяжек.

В ряде установок применение стяжек вызывается необходимостью применения осевой сборки турбины. Цельнокованный ротор турбины, показанный на рис. 164, выполнен как одно целое с хвостовиком, на конце которого имеются шлицы, входящие в зацепление с внутренними шлицами на роторе компрессора.

Применение роторов с насадными дисками вызывается только особыми условиями — как правило, такого рода роторы в га-

зовых турбинах не применяют. Так, в ГТУ мощностью 120 л. с. фирмы Остин турбина высокого давления выполнена консольной трехступенчатой с насадными дисками. Характерной особенностью этой ГТУ является многоступенчатость компрессора и турбины и низкое число оборотов ротора. Напряжения в элементах ротора незначительны, поэтому несмотря на высокую температуру газа перед соплами, равную 800° С, была применена подобная конструктивная схема.

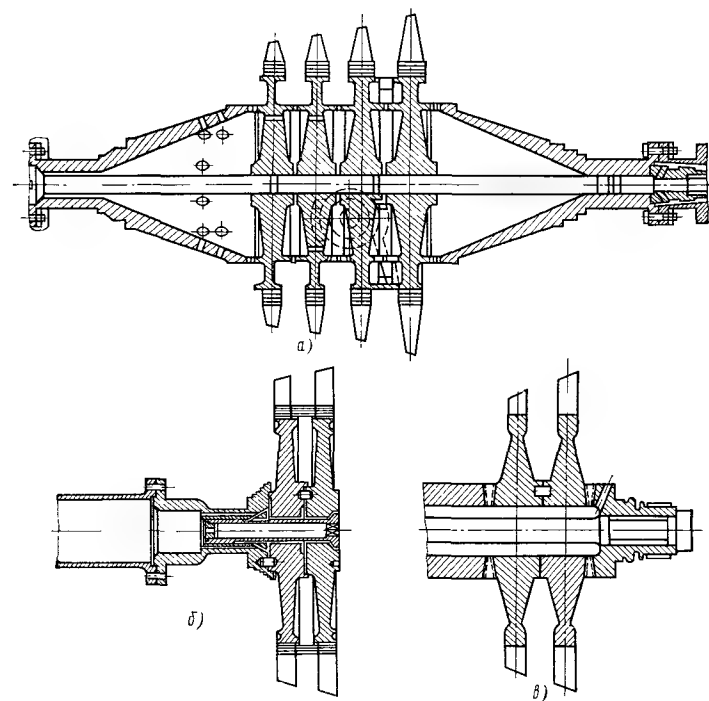


Рис. 187. Соединение при помощи торцовых шлицев и штифтов узлов ротора турбин ГТУ:

а — мощностью 3500 л. с. Коломенского тепловозостроительного завода;
б — ТА фирмы Рустон (турбины высокого давления); *в* — мощностью 350 квт фирмы Аллен

Иные предпосылки были заложены в конструкцию двухопорного ротора турбины низкого давления ГТУ мощностью 50 000 квт (рис. 150). Он был выполнен с насадными дисками. Наиболее напряженный диск последней ступени откован как одно целое с валом, а три диска большего диаметра закреплены на валу радиальными штифтами. Промежуточные диски соединяют с дисками турбины также радиальными штифтами.

По сравнению с паровыми турбинами газовые турбины имеют малые степени расширения и низкие давления рабочего тела. Поэтому в ГТУ даже малой мощности турбинные лопатки достаточно велики и рабочие лопатки могут быть выполнены с закруткой. Окружной шаг длинных лопаток газовых турбин больше, чем паровых, в связи с большей плотностью рабочего тела. Величина шага зависит не только от условий аэродинамики потока и прочности элементов: так, в ГТУ мощностью 5500 л. с. фирмы Бритиш Томпсон Хаустон принят увеличенный окружной шаг для сокращения золовых отложений на лопатках при работе турбины на тяжелом топливе.

Условия работы лопаток газовых турбин крайне тяжелы. Наряду с высокой температурой и большими напряжениями лопатки подвержены теплосменам при изменении нагрузки, быстрому нагреву при пуске и резким охлаждениям при остановке или срыве факела в камерах сгорания (срыв факела особенно опасен для установок без регенератора). При пуске и наборе нагрузки термические напряжения, связанные с более быстрым прогревом кромки по сравнению с телом лопатки, можно сократить увеличением времени пуска и набора нагрузки. Этот метод приемлем только в стационарных базовых и судовых транспортных установках (помимо всего такой пуск связан с дополнительным расходом топлива). В остальных ГТУ, где быстрый пуск predetermined, термические напряжения в лопатках могут достигать значительных величин. Особую опасность представляет режим резкого сброса нагрузки с внезапным охлаждением кромки лопатки холодным воздухом из компрессора, при котором термические напряжения в кромках имеют тот же знак, что и напряжения от центробежных сил, и суммируются с ними. Одним из наиболее эффективных способов борьбы с повышенными напряжениями в рабочих лопатках и других элементах турбины, возникающими при сбросе нагрузки, служит перекрытие в этот момент воздушного тракта или выпуск воздуха за компрессором в атмосферу. В установках НЗЛ воздух сбрасывают через клапаны, расположенные на напорном патрубке компрессора, открывающиеся по импульсу давления масла в системе предельного регулирования. В ГТУ-15 завода «Экономайзер», кроме сбросного клапана, предусмотрены поворотные жалюзи во входном патрубке компрессора, перекрывающие воздушный тракт [16].

Рабочие лопатки первой ступени подвержены также местному перегреву вследствие неравномерности поля температур за камерой сгорания. В установках с секционными камерами сгорания или с одной камерой и осевым подводом газа к турбине путем соответствующей организации потока вторичного воздуха в камере можно хотя и незначительно регулировать температуру по

высоте лопатки; обычно стремятся получить более низкую температуру в корневом сечении, где напряжения от центробежных сил выше. При этом наихудшие условия с точки зрения характеристик ползучести материала могут оказаться не в корневом сечении, а в одном из промежуточных, где напряжения меньше, а температура выше. Опыт показывает, что наихудшие условия имеют место в интервале $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{2}$ высоты лопатки от корневого сечения — по ним следует выбирать материал рабочих лопаток первой ступени турбины и отчасти последующих ступеней, так как радиальная неравномерность температур может сохраняться в нескольких ступенях.

Уральский турбомоторный завод в стационарных ГТУ предусматривает резерв по температурам порядка 15—25° С, позволяющий компенсировать падение мощности установки из-за возможных отклонений экспериментальных характеристик турбомашин от расчетных и загрязнений проточной части [9].

Существующие системы воздушного охлаждения дисков предназначены в первую очередь для предотвращения перетока тепла от хвостов лопаток к телу диска. При этом хвосты лопаток также охлаждаются, но отвод тепла от рабочей части лопатки за счет теплопроводности материала неэффективен, особенно при выполнении лопаток из аустенитных сталей с низким коэффициентом теплопроводности. Для защиты обода диска от высокой температуры хвостовая часть лопатки иногда развивается по длине. Чтобы уменьшить нагрузку от центробежных сил, удлиненную хвостовую часть облегчают путем удаления избыточного материала. Между рабочей и хвостовой частью выполняют полку, ограничивающую внутренний контур потока. Полки соседних лопаток плотно прилегают одна к другой, демпфируя колебания и повышая вибростойкость лопаток. В ГТУ мощностью 25 000/30 000 кВт фирмы Джeneral — Электрик длина хвостовой части лопаток первой ступени почти равна длине рабочей части. Лопатки второй ступени имеют такую же конструкцию хвоста [108]. Развитый по длине хвост лопатки позволяет также осуществить осевую сборку многоступенчатой турбины при неразборном роторе. Порядок сборки при этом таков: ротор устанавливают без рабочих лопаток второй ступени, со стороны выпуска надевают цельный направляющий аппарат второй ступени, а затем на диск второй ступени ставят все лопатки.

В лопатках на концах иногда выполняют бандажные полки, способствующие повышению к. п. д. ступени и улучшению вибрационных характеристик. Ленточные бандажи применяют в газовых турбинах редко, в основном в малонапряженных низкооборотных установках с относительно невысокими температурами. Проволочные бандажи используют в длинных лопатках для улучшения их вибрационных свойств. В абсолютном большинстве рабочие лопатки выполняют без бандажей и их крепление в

диске допускает некоторое перемещение — «качку» лопатки в плоскости, перпендикулярной к оси хвоста.

Профильную часть лопатки в верхнем сечении иногда утолщают, чтобы при возможном задевании вершины о корпус исключить серьезные поломки.

Рабочие лопатки турбин стационарных и транспортных ГТУ выполняют в основном фрезерованием из прямоугольных брусков или из специальных поковок. Некоторые жаропрочные сплавы плохо поддаются механической обработке, и профильную часть этих лопаток выполняют электроэрозионным способом; хвостовую часть лопатки обрабатывают фрезерованием. Существует ряд прогрессивных методов изготовления профильной части лопаток методами прецизионнойковки, точного литья, спеканием и др. Промышленного применения в стационарных и транспортных ГТУ они не получили. Исключение составляет лишь автомобильное газотурбостроение, где возможна массовость производства при минимальной трудоемкости.

В двигателях фирмы Крайслер рабочие лопатки выполняются точным литьем по выплавляемым моделям как одно целое с ободом, который затем приваривают к телу диска из малоуглеродистой стали. Механическая обработка лопаток сводится только к удалению литников на конце каждой лопатки. В первых образцах двигателей лопатки отливали из высоколегированных сплавов; в двигателе А-831 материалом лопаток служит жаропрочный сплав на железной основе.

Точным литьем выполняют также лопатки двигателя GMT-305 компании Дженерал Моторс.

Фирма Форд применяет для двигателя 704 новый способ изготовления турбинных колес. Лопатки, полученные точным литьем, закрепляют сперва в кольцевой оправке в рабочем положении; затем профильную часть лопаток заливают сплавом с низкой температурой плавления, а на хвостовики лопаток под прессом насаживают нагретый диск турбины. После этого обод диска протачивается по торцам, а лопатки — по периферии. Затем сплав, связывающий лопатки, выплавляется.

Английская фирма Остин, проектируя автомобильный двигатель мощностью 120 л. с. с низкооборотной четырехступенчатой турбиной, также преследовала цель удешевления производства. Лопатки всех четырех ступеней имеют постоянное сечение без закрутки и одинаковый профиль; отличаются лопатки только длиной. Выполнены они из полосового материала постоянного профиля, причем обработке подвергаются только хвостовые части. Благодаря низким окружным скоростям напряжения в лопатках столь резко снизились, что появилась возможность их закрепления вильчатыми хвостами на штифтах. Такой способ крепления значительно облегчает производство, но он совершенно исключается в малоступенчатых высокооборотных турбинах.

Крепление рабочих лопаток

Лопатки в малонапряженных конструкциях крепят так же, как и в паровых турбинах, — в тангенциальных пазах, проточенных по окружности: вильчатыми хвостами на заклепках, Т-образными хвостами, зубчиковыми хвостами (рис. 183, з). Указанные соединения характерны простотой, малой трудоемкостью изготовления, удобством сборки. Однако в условиях быстрых пусков, вследствие того, что промежуточные тела и хвосты нагре-

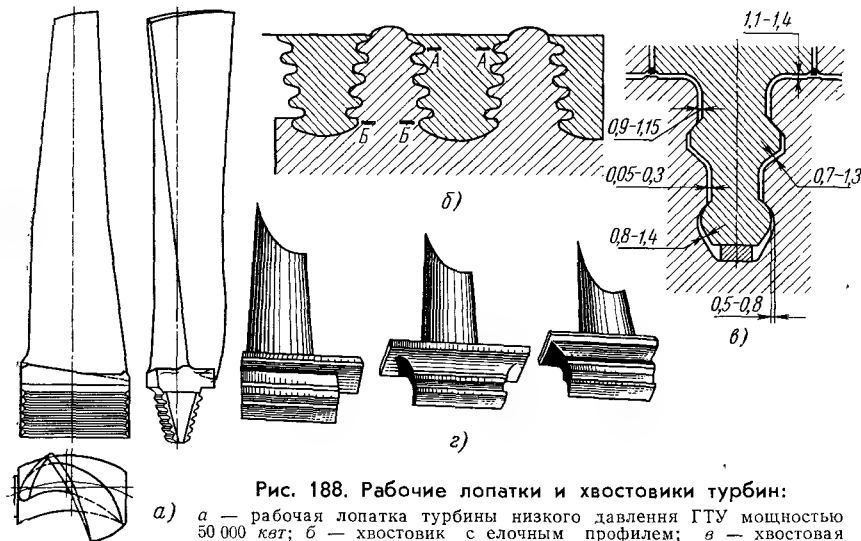


Рис. 188. Рабочие лопатки и хвостовики турбин:

а — рабочая лопатка турбины низкого давления ГТУ мощностью 50 000 кВт; б — хвостовик с елочным профилем; в — хвостовая часть лопатки турбины ГТ-25-700 ЛМЗ, г — лопатки турбины высокого давления ГТ-6-750 ТМЗ

ваются быстрее, чем диски, из-за тангенциального распора происходит обрыв хвостов лопаток (ГТ-12-3 ЛМЗ, Броун-Бовери).

В напряженных газотурбинных конструкциях повсеместное применение получили осевые хвостовые соединения с елочным профилем (рис. 188, б). Эти соединения имеют большую опорную поверхность и значительную площадь наиболее нагруженного сечения хвоста лопатки. Елочный хвост обеспечивает наименьший радиальный размер обода диска и минимальные напряжения по сравнению с другими типами хвостов. В отличие от тангенциальных хвостов, где отношение площадей сечения хвоста и корневого сечения лопатки редко превышает единицу, в елочных хвостах это отношение достигает двух. Угол между образующими клина выбирают исходя из шага лопаток и обеспечения равнопрочности всех сечений хвоста лопатки и тела диска между пазами. Величина угла составляет 25—30° — при этом получают минимальный шаг, но сечения нагружены неравномерно. Наи-

большие напряжения возникают в сечении $A-A$ хвоста и $B-B$ тела диска. Сечение $A-A$ нагружено дополнительно изгибными и вибрационными усилиями и наиболее уязвимо: трещины и обрывы обычно появляются именно в этом сечении. Перераспределить напряжения по высоте хвоста лопатки и обода диска, а также понизить уровень напряжений можно, выполнив боковые поверхности обода диска наклонными, а пазы — косыми или дугowymi (рис. 188, a).

Чтобы получить равномерную нагрузку на все зубья, посадку лопаток выполняют свободной — вершина лопатки может качаться в тангенциальном направлении с размахом примерно 0,5—2 мм на каждые 100 мм высоты лопатки. Под действием центробежной силы и усилия среды лопатки устанавливаются в оптимальном положении, чем частично компенсируются также погрешности обработки элементов хвостового соединения. Обеспечить плотное прилегание всех зубьев елочного хвоста весьма затруднительно, так как коэффициенты расширения материала лопаток и дисков различны (для лопаток используют аустенитные стали, для дисков чаще всего перлитные) и температуры этих элементов существенно различаются, причем температура по высоте хвоста лопатки переменна. При нестационарных режимах учесть изменения температурного поля хвоста еще более затруднительно. Поэтому при работе турбины могут иметь место режимы, при которых часть зубьев выходит из контакта, а остальные перегружаются. Елочным хвостам присущ и другой органический недостаток — повышенная концентрация напряжений; для уменьшения напряжений зубья хвоста выполняют по возможности мелкими.

Рациональную конфигурацию елочных многоопорных хвостов обрабатывают обычно опытным путем. Точность обработки хвоста лопатки и паза диска с очень малыми допусками на расстояние между полками обеспечивают протягиванием или фрезерованием с последующей шлифовкой.

В многоступенчатых турбинах с цельноковаными или сварными роторами выполнение осевых пазов вдоль всей образующей ротора усложнено, особенно при многоопорных елочных хвостах с малыми размерами зубьев. Учитывая это обстоятельство, а также упомянутые недостатки елочных хвостов, была разработана конструкция хвостов с двумя-тремя парами опорных поверхностей и большими радиусами скругления во впадинах (рис. 188, a , z). При расчете подобного соединения для турбины высокого давления установки ГТ-6-750 ТМЗ предполагалось, что даже одна пара зубцов может обеспечить длительную работоспособность соединения. Хвосты лопаток этой турбины выполнены двухопорными. В турбине низкого давления нагрузки от центробежных сил больше и число пар зубцов увеличено до трех. Зубцы хвостов лопаток нагружены в этой установке равномерно

вследствие более низкого уровня температуры [9]. Опыт эксплуатации показал надежность таких соединений.

Чтобы рабочие лопатки не смещались в осевом направлении, их стопорят. Лопатку, показанную на рис. 189, фиксируют с левой стороны буртом, с правой — Г-образной пластинкой, отгибае-

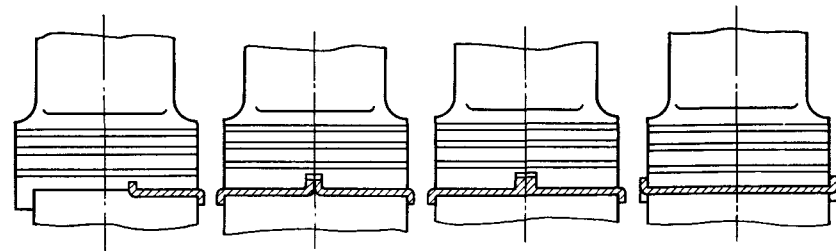


Рис. 189. Способы стопорения лопаток

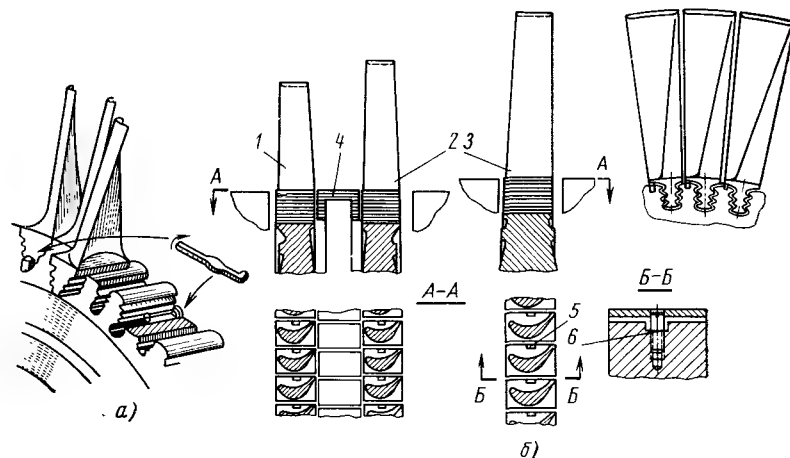


Рис. 190. Лопатки турбин:

a — ГТУ ТЕ фирмы Рустон; b — ГТ-700-5 НЗЛ; 1, 2 — лопатки турбины высокого давления; 3 — лопатки турбины низкого давления; 4 — прокладка; 5 — вкладыш; 6 — винт

мой после заводки лопатки. Такие пластинки могут быть установлены с обеих сторон хвоста. Стопорную пластину можно закладывать не в дно паза, а на периферии диска. Для этого по гребням выступов диска протачивают узкий паз; каждая стопорная пластина фиксирует одновременно две лопатки. На рис. 190, a показана стопорная пластина, закладываемая в доньшко паза. В установках НЗЛ лопатки стопорят Т-образными вкладышами 5 (рис. 190, b), которые закладывают в канавку на диске (вкладыш входит в прорезь полки лопатки). Лопатки заводят последовательно каждую со своим вкладышем, а последнюю стопорят пла-

стиной с винтом 6. Способы стопорения лопаток в турбинах ЛМЗ показаны на рис. 189. Фрезерованные фиксаторы закладывают в донышко паза, средняя их часть входит в прорезь хвоста лопатки, усики загибают с боковых сторон обода. Плоская пластина, которую также закладывают на донышко паза, имеет по концам разрез; каждый из боковых усиков разводят вверх и вниз, фиксируя осевое положение лопатки.

Различные боковые экраны и покрывные диски (рис. 150) могут служить для осевой фиксации лопаток. В ряде установок (в частности в ГТУ мощностью 350 кВт фирмы Аллен) для этого применяют специальные цельные или разрезные кольца, которые крепят все лопатки или группы лопаток.

В установках малой мощности размеры элементов осевых хвостов столь миниатюрны, что выполнение их представляет определенные технологические затруднения. Эти установки, кроме того, имеют очень большие числа оборотов и высокие температуры. Поэтому напряжения в хвостовых соединениях могут быть настолько велики, что обычные крепления лопаток приме-

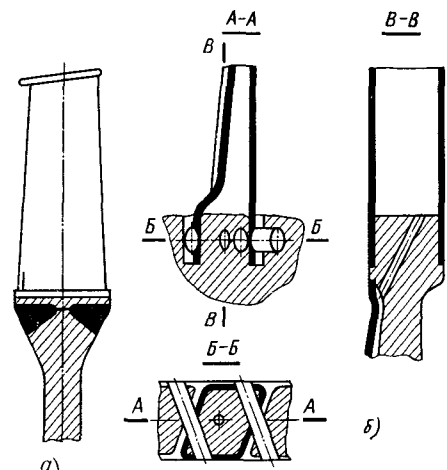


Рис. 191. Лопатки турбин авиационного типа

ны быть не могут. В этих случаях иногда используют приварку лопаток к ободу диска (рис. 191, a). Преимуществом крепления сваркой является простота и дешевизна производства, хороший теплоотвод от лопаток к диску и достаточно высокая прочность соединения. Недостатками — ограниченный выбор материалов, обусловленный их способностью свариваться, сложность контроля качества шва и затруднения при замене отдельных лопаток [10].

В некоторых авиационных двигателях применяют полые охлаждаемые лопатки, изготовленные вытяжкой из трубчатых или листовых заготовок (рис. 191, б). Хвостовую часть лопатки, которой придается сечение прямоугольника или параллелограмма, надевают на диск с соответствующими осевыми или косыми прорезями в ободу.

При сборке лопатки фиксируют технологическими шпильками. В специальные канавки на шипах диска закладывают профильную проволоку из серебряного тугоплавкого припоя, после

чего диск нагревают до температуры более 1000°C . За счет капиллярности припой проникает во все зазоры, прочно соединяя лопатки и диск.

Фирма Джeneral — Электрик разработала технологию сварки полых лопаток с дисками применительно к высокооборотным авиационным ГТУ очень малой мощности. Лопатки турбин изготовляют из трубы, хвост их имеет прямоугольное сечение и плотно входит в прорези диска. Сложность проблемы заключается в сварке тонкостенной лопатки (0,25 мм) с относительно толстым

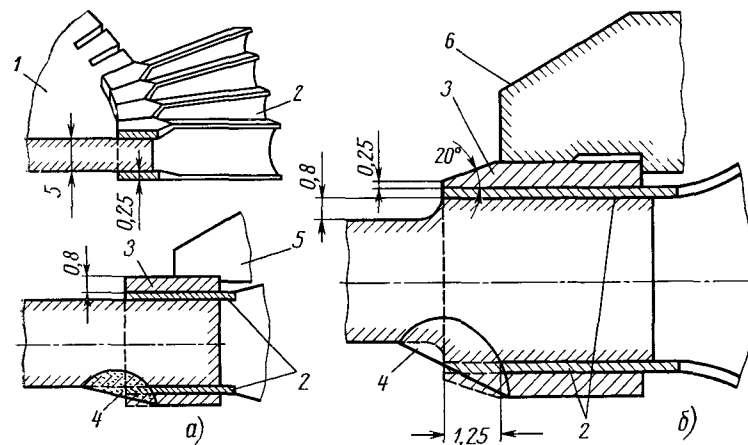


Рис. 192. Диск турбины фирмы Джeneral — Электрик:

a — предварительный вариант; б — окончательный вариант
1 — диск; 2 — лопатка; 3 — бандаж; 4 — сварочный шов; 5 — прижим стальной; 6 — прижим медный

диском (5 мм). Решение было достигнуто при помощи установки бандажного кольца. На рис. 192 показан диск в процессе сборки. Сварка производится на автомате с вращающимся столом. При отработке технологии сварки была изменена конструкция элементов; введена ступенька на диске и срезан угол на бандажном кольце. Между диском и лопаткой предусмотрен суммарный зазор около 0,1 мм. После штамповки лопаток перед сваркой для снятия напряжений лопатку термообработывают в вакууме при температуре 1060°C . После сварки колесо в сборе выдерживают 2 ч при температуре 885°C , а затем 20 ч при температуре 700°C в среде аргона [120].

Охлаждение роторов

Охлаждение роторов позволяет поднять температуру газа перед турбиной и повысить к. п. д. установки; с другой стороны, на охлаждение необходимо отобрать сжатый воздух после компрес-

сора, что понижает экономичность установки. Таким образом, определение оптимальной температуры ротора является задачей технико-экономического плана, но при ее решении следует учитывать ряд дополнительных факторов. Одним из них является выбор материала ротора — аустенитной или перлитной стали. Аустенитные роторы допускают более высокую температуру, но стоимость их заметно выше, а надежность работы существенно меньше, чем перлитных роторов. При хорошей организации охлаждения ротора температура его может быть понижена до 450° С и менее, что позволяет использовать стали перлитного класса, допускающие более высокие напряжения, чем аустенитные.

В современных газовых турбинах используют только системы воздушного охлаждения; весьма эффективные системы жидкостного охлаждения из стадии экспериментальных исследований не вышли. Также не нашли до настоящего времени практического применения и многочисленные предложения по воздушному охлаждению рабочих лопаток — их температура определяется газовым потоком и только в незначительной степени поддается снижению за счет отбора тепла в хвостовом соединении. Поэтому материал лопаток выбирают исходя из температуры рабочего тела турбины.

Кроме дисков первых ступеней турбины, в ряде случаев следует охлаждать диски последних ступеней — это позволяет выполнять их из менее легированных материалов.

Для сокращения энергетических потерь, связанных с отбором охлаждающего воздуха, должны быть соблюдены два основных принципа — расход отбираемого воздуха должен быть минимальным и давление его в месте подвода не должно значительно превышать давление газа в данной точке тракта. Расход воздуха на охлаждение уточняют при испытаниях ГТУ путем замера температур металла и ограничивают каким-либо калиброванным сечением.

В ряде установок для сокращения расхода воздуха и более эффективного охлаждения горячих элементов турбины отбираемый из компрессора воздух проходит через специальный внешний теплообменник, а затем с температурой 30—35° С идет на охлаждение турбины. Этот воздух с успехом можно использовать для охлаждения корпусов подшипников, расположенных в горячей зоне, для струйного обдува обода диска, для подачи в зазоры между хвостами лопаток и пазами в диске. Кроме того, охлажденный воздух в ряде случаев применяют и для других целей, в частности, для обдува пускового электродвигателя (ГТУ-15 завода «Экономайзер»). Внешний теплообменник для охлаждения воздуха обычно выполняют с водяным охлаждением, но в передвижных ГТУ этот аппарат может иметь и воздушное охлаждение. В локомотивной ГТУ фирмы Метро — Веккерс воздух отби-

рают за шестой ступенью компрессора и затем он поступает в кольцевой резервуар в стенке входного патрубка компрессора (см. рис. 99, г). Внутри резервуара предусмотрены ребра, которые интенсифицируют процесс отдачи тепла к воздуху, всасываемому компрессором. Часть охлажденного воздуха идет к передней стороне ротора компрессора для разгрузки осевого давления; из этой камеры по радиальным отверстиям воздух поступает внутрь ротора компрессора, проходит далее в расточке цельнокованого ротора турбины и выходит через отверстия за последним диском в газовый поток.

В ГТУ с несколькими ступенями сжатия охлажденный воздух может быть отобран непосредственно за основными воздухоохладителями.

Избыточное количество охлаждающего воздуха или слишком низкая его температура могут привести к переохлаждению центральной части ротора и повышению термических напряжений. Минимальное избыточное давление в местах подвода охлаждающего воздуха достигается путем организации нескольких отборов из компрессора. Воздух можно отбирать из камер для противопомпажного сброса воздуха, из воздухопроводов между компрессорами при нескольких ступенях сжатия, из напорного патрубка компрессора, или — что является наиболее простым конструктивным решением — через отверстия в роторе компрессора и далее через внутренние полости роторов (рис. 193, б).

Для охлаждения тыльной стороны диска последней ступени необходим воздух с избыточным давлением в несколько десятков миллиметров водяного столба. Так как даже в первом отборе компрессора давление воздуха значительно выше и использование его связано с нерациональными потерями энергии, в ряде установок предусмотрен специальный вентилятор на валу турбины, нагнетающий атмосферный воздух вдоль полотна диска в проточную часть (рис. 141, 183, з). Вместо вентилятора можно использовать насосный эффект полотна диска — таким образом осуществлено охлаждение в ГТУ фирмы Центракс (рис. 163).

В установках с утилизацией уходящих газов теплообменный аппарат за турбиной создает противодавление, исчисляемое несколькими сотнями миллиметров водяного столба, поэтому для охлаждения последнего диска нужно использовать воздух из отбора компрессора.

В современных газовых турбинах нашли применение три метода воздушного охлаждения дисков.

При первом методе воздух подается к центральной части диска и растекается вдоль полотна к периферии, охлаждая диск и одновременно препятствуя попаданию горячего газа из проточной части к полотну диска. Второй метод — струйное охлаждение — при этом воздух подают к ободу диска через отверстия

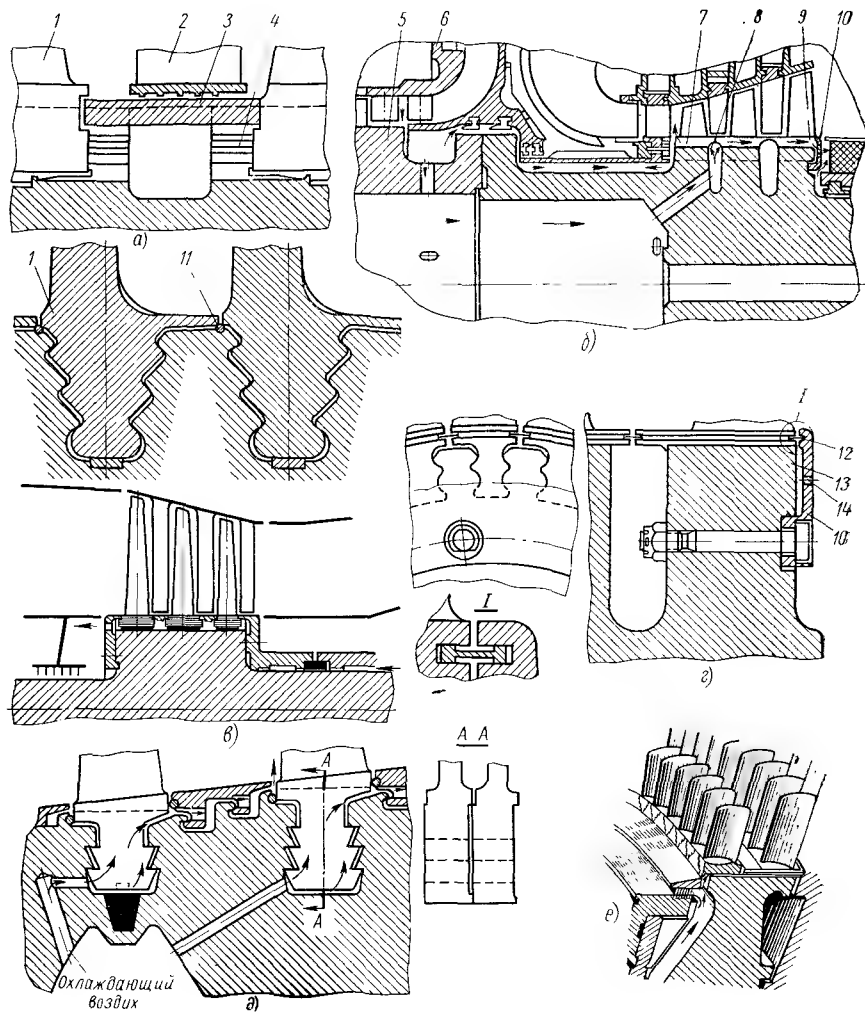


Рис. 193. Элементы систем охлаждения турбин:

а — элементы ротора турбины ГТ-25-700 ЛМЗ; б — схема охлаждения ротора турбины высокого давления ГТ-6-750 ТМЗ; в — элементы ротора турбины высокого давления ГТУ модели G-9 Народных предприятий ГДР; г — уплотнение стыков лопаток турбины ГТ-6-750 ТМЗ; д — ГТУ ЕЛ 60А фирмы Инглиш Электрик; е — ГТУ ЕМ-27Р фирмы Инглиш Электрик; 1 — рабочая лопатка; 2 — направляющая лопатка; 3 — проставка; 4 — паз ротора; 5 — ротор компрессора; 6 — корпус компрессора; 7 — канал под полками лопаток первой ступени; 8 — камера между первой и второй ступенями; 9 — канал под полками лопаток второй ступени; 10 — дроссельный диск; 11 — уплотнительный диск; 12 — уплотнительная пластина; 13 — диск третьей ступени; 14 — отверстие для выхода воздуха

малого сечения в корпусе турбины. Третий метод — продувка охлаждающего воздуха через зазоры между хвостами лопаток и их пазами в роторе.

Первый метод несмотря на наименьшую его эффективность нашел преимущественное распространение благодаря простоте осуществления. Приемлем он в основном для дисковых роторов, но может найти применение и в цельнокованных с глубокими прорезами между дисками. Этот метод удачно сочетается с конструктивным решением подачи охлаждающего воздуха через полости и каналы внутри ротора. Кроме упрощения системы трубопроводов в этом случае уменьшаются термические напряжения в турбинном роторе при пуске установки. В период пуска температура охлаждающего воздуха превышает температуру металла и внутренняя часть ротора нагревается этим воздухом, в то время как внешняя часть ротора нагревается от газового потока. Тем самым сокращается радиальный градиент температур, лимитирующий скорость пуска.

В ГТУ G-6 компании АЕИ охлаждающий воздух проникает внутрь ротора турбины высокого давления через радиальные пазы жесткой муфты, соединяющей диск с валом (см. рис. 167).

При движении через пазы воздух охлаждает элементы муфты, поэтому здесь могло быть применено жесткое болтовое соединение.

На рис. 163 и 167 показано конструктивное выполнение систем охлаждения, где воздух подается к средней части дисков и растекается затем в радиальном направлении по полотну. При втором методе охлаждения ротора воздухом обдувают обод диска. Воздух можно подавать по отдельным трубкам или по кольцевой щели. В установках НЗЛ охлаждающий воздух подают отдельными струями через сопла, расположенные в нескольких местах по окружности и по радиусу диска. В процессе испытаний было обнаружено, что на теплоотдачу оказывает основное влияние не радиус, на котором устанавливаются сопла, а их число и сечение. В установке ГТ-700-5 НЗЛ охлаждающий воздух подают от компрессора в кольцевую камеру, откуда он через 16 отверстий диаметром 6 мм, расположенных на одном радиусе, поступает на обдув диска. Аналогично обдувают диск и с тыльной стороны. Опыты показали, что с помощью струйного охлаждения температура обода диска может быть снижена на 150° С по сравнению с неохлаждаемым диском при расходе воздуха порядка 2 %.

Фирма СТАЛ при доводке ГТУ мощностью 40 000 кВт заменила первоначальный вариант подачи воздуха по трубам более эффективной подачей по кольцевой щели.

Наиболее эффективным является третий метод охлаждения — продувка воздуха через монтажные зазоры между хвостами

рабочих лопаток и пазами в диске. Этот метод пригоден не только для дисковых, но и для барабанных многоступенчатых роторов.

На рис. 150, а, б показаны схемы охлаждения дисковых роторов. Воздух продувают через монтажные зазоры в осевых елочных хвостах лопаток. Подвод воздуха к первой ступени и перепуск воздуха между ступенями достигается с помощью дополнительных дисков, прикрепленных к дискам турбины радиальными штифтами. В цельнокованом роторе установки ГТ-25-700 ЛМЗ применен такой же тип охлаждения. Вдоль всего ротора по образующим выполнены пазы для заводки лопаток с двухпорными хвостами (рис. 188, в). Смежные лопатки каждой ступени уплотнены проволокой. Между рядами лопаток выполнены глубокие проточки (рис. 193, а), прикрытые аустенитными проставками, которые заводят в пазы. Глубокие проточки предназначены для предотвращения изгиба ротора, возникающего при неравномерной температуре. Таким образом, вся поверхность перлитного ротора около первых ступеней не имеет контакта с горячим газом. Через зазоры в хвостах лопаток вдоль ротора продувается охлаждающий воздух. Частично он проходит в проточную часть через неплотности между лопатками и проставками, а оставшаяся его доля попадает в газовый поток за четвертой ступенью. Для того чтобы гарантировать избыточное давление охлаждающего воздуха относительно газового потока на протяжении всего тракта, с торцевой стороны ротора перед первой ступенью установлен импеллер вентилятора. Испытания показали высокую эффективность системы охлаждения: при температуре газа, равной 670°C , температура ротора не превышает 400°C .

Аналогичная схема охлаждения применена в ГТУ G-9 мощностью 25 000 кВт Народных предприятий ГДР (рис. 193, в). Максимальная температура ротора турбины высокого давления равна 450°C при начальной температуре газа 650°C (установка работает на тяжелом топливе).

В установке ГТ-6-750 Турбомоторного завода турбину высокого давления также охлаждают продувкой воздуха под полками лопаток [9]. В отличие от описанных выше систем последовательного охлаждения ступеней ротора в этой установке применена параллельно-последовательная система. Охлаждающий воздух поступает через полый ротор (рис. 193, б) в кольцевую камеру 8 между дисками первой и второй ступени, откуда он двумя параллельными потоками идет на охлаждение первой ступени 7 и на охлаждение второй и третьей ступеней 9. Расход воздуха второго потока ограничен калиброванными отверстиями, выполненными в дроссельном диске 10. Рабочие лопатки (рис. 188, г) имеют консольные полки, прилегающие одна к другой. Между лопатками устанавливают уплотнительные пластинки (рис. 193, г) с тонкими эластичными перемычками. Такие же пластинки установ-

лены между лопатками третьей ступени и дроссельным диском.

Наличие полок на рабочих лопатках, хотя и усложняет их обработку, однако снижает число стыков в системе охлаждения и надежно предохраняет ротор от воздействия горячего потока. Эксперименты показали, что при расходе воздуха на охлаждение ротора, равном 1,7%, максимальная температура металла не превышает 335°C (температура газа перед турбиной $750\text{--}760^{\circ}\text{C}$). Это позволило применить для ротора перлитную сталь, имеющую при данной температуре значительно лучшие прочностные свойства, чем аустенитная. Используемая в этой установке параллельно-последовательная система охлаждения позволяет отказаться от дополнительных дисков и других промежуточных элементов, прочность которых обеспечить весьма затруднительно; кроме того, при такой схеме сокращается число уплотняемых стыков в тракте охлаждающего воздуха.

В установках фирмы Вестингауз предусмотрена продувка воздуха через доньшки пазов рабочих лопаток (см. рис. 157).

В пятиступенчатом роторе охлаждению подвержены только три первых диска. Воздух через радиальные отверстия около первого диска проникает во внутреннюю полость ротора и поступает в доньшки пазов рабочих лопаток. Для сокращения расхода воздуха исключена его подача к уплотнениям промежуточных диафрагм, это позволяет устанавливать между заплечиками дисков уплотнительные пластинки.

На рис. 193, д изображена схема воздушного охлаждения сварного ротора турбины с тангенциальной заводкой рабочих лопаток. Воздух подается по центральному отверстию ротора через радиальные отверстия, откуда он проходит между хвостами рабочих лопаток и через зазор между ротором и экранирующими сегментами поступает в общий газовый поток. При расходе охлаждающего воздуха, равном 2%, температура поверхности ротора на 250°C ниже температуры газового потока.

В отечественной практике газотурбостроения последний метод охлаждения нашел преимущественное применение. Основным недостатком его является опасность засорения узких щелей для прохода охлаждающего воздуха. Эта опасность особенно велика при сжигании тяжелых топлив. Закупорка щелей продуктами сгорания или коррозии может привести к резкому повышению температуры ротора. В установке ГТ-6-750 ТМЗ, чтобы в охлаждающий тракт не попадали продукты коррозии, исключены внешние трубопроводы и длина воздушного тракта сведена к минимуму; радиальные отверстия в роторе являются эффективным сепаратором для частиц пыли, содержащихся в воздухе. Система приобретает повышенную надежность также благодаря тому, что при износе лабиринтных уплотнений расход охлаждающего воздуха только увеличивается, в то время как в конструкции, пока-

занной на рис. 150, а, при износе уплотнений расход воздуха сокращается.

В ряде случаев комбинируют перечисленные методы охлаждения. Так, при струйном обдуве диска обычно подают небольшое количество воздуха к средней части диска — этим уменьшается приток тепла к валу и исключается возможность проникновения газа к полотну диска и лабиринтному уплотнению (ГТУ-700-5 НЗЛ). Продувку воздуха через щели комбинируют также с охлаждением полотна диска. В ГТУ ЕМ-85 фирмы Инглиш Электрик с температурой газа 790°С диски двухступенчатой турбины высокого давления выполнены из ферритного материала благодаря интенсивному охлаждению: охлаждается полотно дисков и строго дозированное количество воздуха подается к донышкам пазов осевых лопаток; этот охлаждающий воздух отводит основную долю тепла. Охлаждение ротора турбины низкого давления этой ГТУ выполнено аналогично, но расход воздуха дается с учетом более низкого уровня температур.

На рис. 193, е показана схема охлаждения двухступенчатой турбины высокого давления ГТУ ЕМ-27Р. Охлаждающий воздух поступает к ступице диска, проходит в радиальном направлении вдоль полотна и затем — в продольные осевые канавки в донышках пазов рабочих лопаток. Между ступенями установлены прокладки, имеющие форму хвостов рабочих лопаток. При полной нагрузке перепад температуры по радиусу составляет всего 200°С, что существенно снизило термические напряжения и обеспечило возможность быстрого пуска. Конструкция диска силовой турбины этой ГТУ аналогична, но в нем предусмотрено только охлаждение полотна.

В заключение следует оговорить еще один метод охлаждения, который был реализован на практике, но широкого промышленного применения не получил. Это экранный способ охлаждения, состоящий в том, что по обеим сторонам обода и полотна диска устанавливают неподвижные экраны, охлаждаемые водой. На рис. 143 показаны оребренные экранированные поверхности, расположенные по обеим сторонам роторов турбин высокого и низкого давления. Эти холодные элементы обеспечивают интенсивный отвод тепла от обода диска путем излучения. Экспериментальные исследования экранного охлаждения, проведенные на НЗЛ, показали, что по своей эффективности этот метод эквивалентен струйному охлаждению расходом 2—3% воздуха при температуре 50°С. С энергетической точки зрения охлаждение водой предпочтительнее воздушного охлаждения, однако практического применения этот метод не нашел вследствие присущих ему конструктивных и эксплуатационных сложностей (система охлаждения должна быть замкнутой с дистиллированной водой, затруднено крепление экранов и т. п.).

Роторы центростремительных турбин

Рабочие колеса центростремительных турбин ГТУ обычно выполняют в виде полузакрытых колес радиально-осевого или диагонального типа. Открытые колеса нашли только ограниченное применение вследствие их пониженного к. п. д., закрытые колеса не используют из-за их неудовлетворительных прочностных характеристик.

На рис. 69; 127, а—д, и, к и 128 показаны элементы роторов ГТУ малой мощности с центробежными компрессорами и центростремительными турбинами. Рабочие колеса турбины и компрессора, изображенные на рис. 128, а и в, выполнены как единое целое. Уплотнение между воздушной и газовой сторонами осуществляется по торцовой поверхности внешнего пояса рабочего колеса (ГТУ фирмы Аллен) или по цилиндрической поверхности ротора (ГТУ фирмы Форд). Такой ротор турбокомпрессора имеет простую конструкцию и хорошее охлаждение турбинного колеса вследствие отвода тепла к колесу компрессора, что позволяет применить менее качественный материал: в ГТУ фирмы Аллен при температуре газа перед турбиной 800°С для ротора используют ферритную сталь. В едином роторе отсутствуют потери на трение задних сторон рабочих колес о воздух и газ. Недостатками такого ротора являются сложность изготовления и балансировки, повышенные перетечки воздуха на газовую сторону, а также уменьшение к. п. д. компрессора в связи с нагревом воздуха теплом, отведенным от колеса турбины. В упомянутой ГТУ фирмы Аллен к. п. д. компрессора по этой причине падает на 1%. В ГТУ в основном используют составные роторы, в которых колеса турбины и компрессора непосредственно соединены одно с другим и закреплены на консоли (рис. 127, а—д, и и 128, а) или удалены одно от другого так, что между ними установлен опорный подшипник (рис. 69, 194).

Колесо турбины, показанное на рис. 127, д, закреплено на плотной посадке, а крутящий момент передается косо расположенными цилиндрическими штифтами (на рисунке штифты не показаны). Рабочие колеса выполнены прецизионным литьем или фрезерованием из поковки. Для упрощения изготовления колесо может быть составным: колесо выполнено с радиальными лопатками, а соединенный с ним выходной спрямляющий аппарат имеет изогнутые лопатки. Варианты крепления спрямляющего аппарата показаны на рис. 69 и 127, а.

Турбинные колеса охлаждаются воздухом, проходящим в зазоре между задней стороной колес и разделительной диафрагмой, или корпусом турбины. Если рабочее колесо турбины расположено на значительном расстоянии от колеса компрессора, необходимо предусматривать его охлаждение. На рис. 194 показано охлаждаемое рабочее колесо. Воздух из компрессора посту-

пает в цилиндрический корпус двигателя и часть его, пройдя через направляющие лопатки турбины, проникает в зазор между втулкой и валом турбины; охлаждающий воздух проходит затем вдоль задней стороны рабочего колеса турбины и поступает в газовый поток. Известные способы охлаждения рабочих колес турбовоздуховодов путем подачи охлаждающей среды (воздуха или воды) через каналы в лопатках или колесе или струйного охлаждения элементов колеса в газотурбинных установках не применяют.

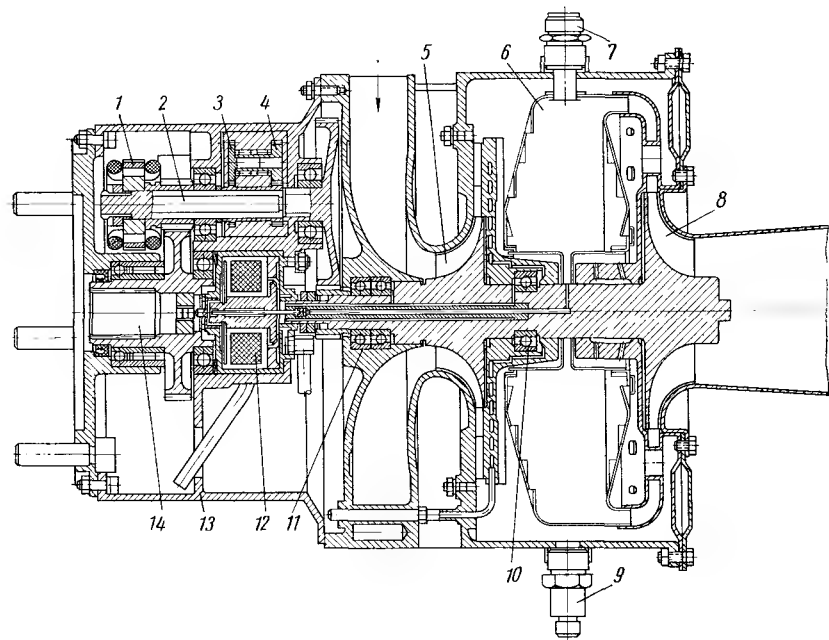


Рис. 194. ГТУ GT-15 мощностью 15 л. с. фирмы Зауер:

1 — тахогенератор; 2 — промежуточный вал редуктора; 3, 4 — двоянный топливный насос; 5 — колесо компрессора; 6 — камера сгорания; 7 — свеча зажигания; 8 — колесо турбины; 9 — дренажный клапан; 10 — внутренний подшипник; 11 — внешний подшипник; 12 — регулирующий клапан; 13 — редуктор; 14 — выходной вал редуктора

Чтобы уменьшить передачу тепла от рабочего колеса турбины к колесу компрессора, между ними устанавливают промежуточные кольца с низким коэффициентом теплопроводности. Такой способ применен в ГТУ фирмы БМВ (рис. 127, и), где через промежуточное кольцо подают топливо в камеру сгорания (вращающаяся форсунка) — это позволяет дополнительно охладить кольца.

Во всех описанных выше конструкциях роторов предусматривалось консольное крепление рабочего колеса турбины. В одной установке — ГТУ фирмы Аллен (рис. 128, в) применен двухопор-

ный ротор; опорный подшипник скольжения со стороны турбины установлен в выпускном патрубке ГТУ и его корпус омывается потоком горячего газа. Интенсивное охлаждение корпуса обеспечивает работоспособность подшипника и по фирменным данным в период 800-часовой эксплуатации этой установки нарушений работы подшипника не отмечалось. Сложность конструктивного оформления подшипникового узла обусловлена очень малым диаметром выходного сечения рабочего колеса (корня); это предопределяет применение подшипников скольжения.

ЗАГРЯЗНЕНИЕ ЛОПАТОК ТУРБИН И ОЧИСТКА ИХ ОТ ОТЛОЖЕНИЙ

При работе ГТУ на топливах, содержащих большое количество золы, или на доменном газе, несущем много взвешенных частиц, на лопатках турбины появляются твердые отложения и, как следствие, — падает мощность и экономичность турбоустановки. При содержании в жидком топливе 100 частей золы на 1 млн. частей топлива через проточную часть турбины в 10 000 кВт проходит за 1000 ч работы около 400 кг золы; естественно, что часть золы может остаться на лопатках, то же получается и с доменным газом, содержащим значительное количество пыли.

В стационарной энергетике накоплен опыт работы турбин на доменном газе. Фирма Зульцер изготовила несколько ГТУ мощностью 7—10 Мвт, которые отработали на доменном газе более 60—70 тыс. ч.

Содержание пыли в доменном газе составляло 9 мг/м^3 и максимально до 20 мг/м^3 . Пыль загрязняла проточную часть турбины, газового компрессора и газоохладителя, что снизило мощность установки на 15% после 6 месяцев и на 25% после одного года работы. Последующая установка электростатических фильтров снизила содержание пыли в газе до 3 мг/м^3 и заметно уменьшила падение мощности установки.

Установлено, что интенсивность падения мощности зависит не только от концентрации пыли в газе, но и от ее качества — способности прилипать к лопаткам. Попадание масла вместе с пылью способствует прилипанию пыли и приводит к образованию трудно очищаемых отложений.

Отложения на турбинных лопатках при внезапных изменениях температуры потока газа могут растрескиваться и откалываться вследствие термических ударов. При длительных остановках отмечается наиболее эффективное отслаивание отложений с последующим восстановлением мощности вплоть до полной; кратковременные стоянки не дают практического эффекта. Исходя из этого разработан метод чистки турбинных лопаток путем создания искусственных тепловых ударов при впрыске воды в проточную часть турбины сразу же после снятия мощности. В отличие

от промывки компрессора, которую обычно выполняют на холодном ходу, турбину промывают при работе валоповоротного устройства или при проворачивании агрегата пусковым двигателем во избежание небаланса при отрыве отложений.

Если по условиям работы турбину нельзя систематически останавливать для промывки, отложения снимают на ходу введением во входной патрубок турбины размолотого органического абразива (скорлупа грецкого ореха, персиковые косточки и т. п.).

Если ни один из перечисленных методов очистки не дает эффекта, неизбежна разборка турбины и очистка лопаток вручную. Эту операцию для стационарных турбин целесообразно производить ежегодно весной; при этом в легкий период эксплуатации еще обеспечивается полная мощность, а последующее постепенное падение мощности компенсируется понижением атмосферной температуры осенью и зимой.

Обычно попадающая в турбину пыль и зола не вызывают заметного эрозионного износа лопаток. Однако в турбинах, работающих в составе технологического цикла (например, на нефтеперегонных заводах в составе цикла Худри), рабочим телом может служить газ, содержащий большое количество взвешенных частиц, вызывающих заметный эрозионный износ лопаток. Такое явление наблюдалось и на опытных ГТУ на твердом топливе.

Так как тщательная очистка большого количества горячего газа практически исключена, необходимо предусматривать конструктивные мероприятия, снижающие эрозионный износ лопаток. С этой точки зрения желательно, чтобы взвешенные частицы распределялись равномерно по всему кольцевому сечению соплового аппарата — тогда износ лопаток также будет равномерным. Из этих же соображений применяют одноступенчатые турбины, так как в многоступенчатых турбинах взвешенные частицы постепенно центрифугируются к периферии. Выпускные патрубки турбины, несмотря на низкий уровень температур, изготавливают из материалов типа Нимоник, который хорошо противостоит истиранию взвешенными частицами.

При работе турбоустановки на доменном газе, содержащем значительное количество пыли и золы, наряду с загрязнением проточной части турбины отмечен усиленный эрозионный износ газовых компрессоров и загрязнение промежуточных газоохладителей. По материалам фирмы Зульцер [110], накопившей большой опыт работы установок на доменном газе, следует, что на некоторых ГТУ наблюдался эрозионный износ лопаток газового компрессора, несмотря на относительно малую концентрацию пыли в газе после его очистки в электростатическом фильтре. После 38 000 ч эксплуатации выходные кромки некоторых лопаток были настолько утонены, что часть из них пришлось заменить, а часть обработать заново. Отмечалось интенсивное засорение промежуточного газоохладителя, что требовало его продувки сжатым

воздухом каждые 3—4 недели (во время воскресных остановок); можно считать, что 20% потери мощности установки было связано с газоохладителем.

Все последующие ГТУ, выпускаемые этой фирмой и предназначенные для работы на доменном газе, выполнены с одним воздушным компрессором, что позволило осуществить сжатие газа также в одном газовом компрессоре без промежуточного охлаждения. Отсутствие газоохладителя снижает чувствительность к загрязнениям и соответственно уменьшает падение мощности и во времени. Таким образом второстепенная на первый взгляд проблема загрязнений газоохладителей в значительной степени наложила отпечаток на выбор схемы установки.

ПОДШИПНИКИ И ОПОРЫ

Специфика конструктивного оформления подшипниковых узлов ГТУ связана в основном с наличием близлежащих высокотемпературных элементов роторов и корпусов турбин. Это требует организации соответствующего охлаждения корпуса подшипника и вала и специальных конструктивных мероприятий, позволяющих сохранять концентричность корпусов подшипников и турбин, но не оказывает заметного влияния на конструкцию собственно подшипников. Иногда подшипниковые узлы ГТУ располагают в полостях с избыточным давлением рабочей среды — это сказывается в первую очередь на конструкции уплотнений, маслоотбойников и на системе маслоснабжения.

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

В ГТУ средней и большой мощности с большим ресурсом работы применяют подшипники скольжения. Исключение составляют только те стационарные и судовые ГТУ, в которых турбокомпрессорами служат авиационные двигатели и опорами являются подшипники качения. Конструкции подшипников скольжения ГТУ и материалы их элементов не имеют специфических черт по сравнению с подшипниками других турбомашин и определяются в основном традициями заводов-изготовителей. На рис. 195—198 показаны опорно-упорные подшипники стационарных ГТУ. Антифрикционным материалом является в большинстве случаев баббит, реже — бронза. В ГТУ мощностью 1000 кВт фирмы Аллен вкладыши подшипников компрессора залиты баббитом, а вкладыши подшипников турбин, находящиеся в непосредственной близости от горячих элементов — свинцовистой бронзой. Вкладыши опорных подшипников выполняют из стали или чугуна, а также применяют тонкостенные стальные вкладыши, залитые антифрикционным металлом.

Расход масла на подшипниковый узел определяют с учетом условий охлаждения вала, а в ряде случаев и корпуса подшип-

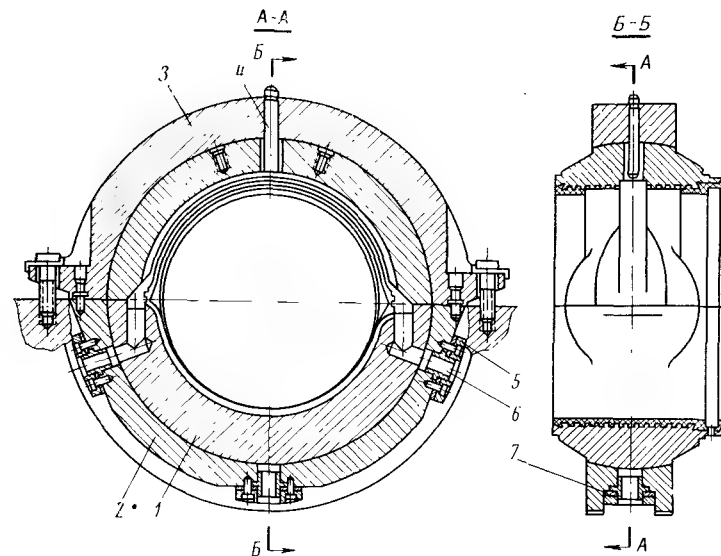


Рис. 195. Опорный подшипник ГТУ мощностью 50 000 кВт;

1 — вкладыш; 2 — полукольцо; 3 — крышка; 4 — штифт; 5 — подушка; 6 — втулка; 7 — прокладка

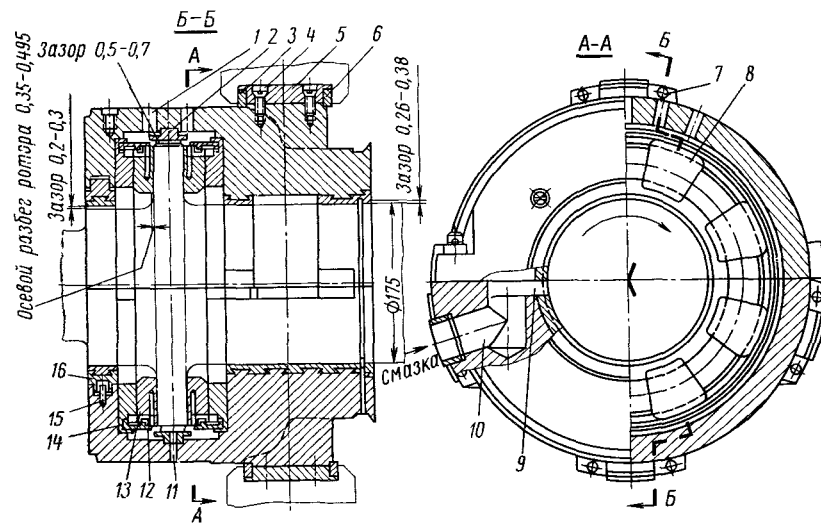


Рис. 196. Опорно-упорный подшипник турбины ГТ-700-5 НЗЛ:

1 — вкладыш; 2 — разделительное кольцо; 3 — установочный сегмент; 4 — винт; 5 — опорная подушка; 6 — прокладка; 7 — винт; 8 — рабочая колодка; 9, 10 — каналы для подвода масла; 11 — отверстие для подвода масла; 12 — стопорное кольцо; 13 — установочная колодка; 14 — отверстие для вывода провода от термометра сопротивления; 15 — штифт; 16 — уплотнительное плавающее кольцо

ника; поэтому необходимый расход масла может заметно превысить его значение, рассчитанное только из условий смазки. Повышенное количество масла требует увеличения объемов

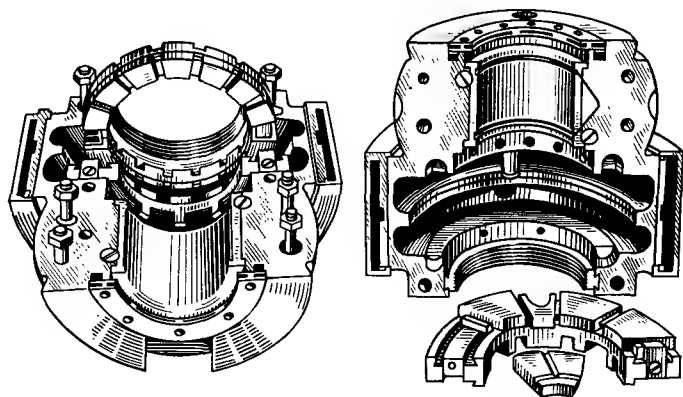


Рис. 197. Опорно-упорный подшипник ГТУ L51C компании AEI

картеров, большей мощности насосов, увеличения емкости масляного бака и запаса масла и т. п. Однако практически в ГТУ различного назначения применяют именно этот способ охлаждения подшипниковых узлов как наиболее простой и эффективный.

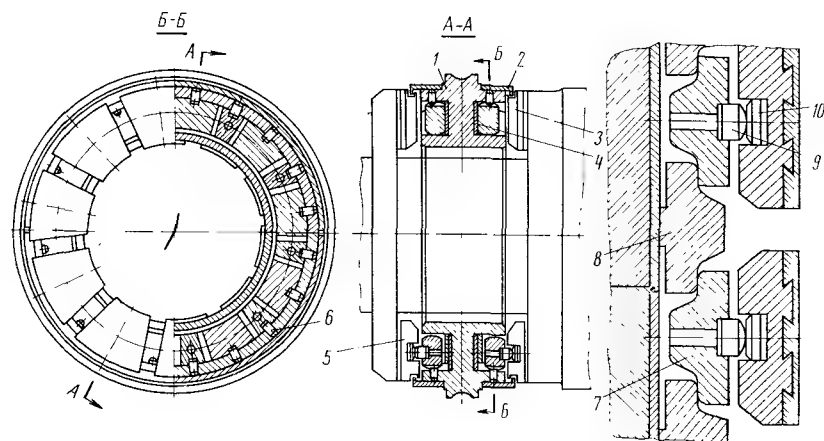


Рис. 198. Упорный подшипник ГТУ мощностью 50 000 кВт:

1 — обойма; 2 — кольцо; 3, 5 — упорные подушки; 4 — дистанционное кольцо; 6 — штифт; 7 — верхняя опора; 8 — нижняя опора; 9, 10 — упоры

ный. Способы ограничения потока тепла, передающегося по валу от дисков турбины к подшипнику, перечислены при описании подшипников качения. В некоторых ГТУ малой мощности с под-

шипниками скольжения используют продувку охлаждающего воздуха между валом и втулкой, служащей шейкой подшипника. Из рис. 163 можно уяснить организацию подобного охлаждения. Втулка насажена плотно на вал, на поверхности которого выполнены продольные и кольцевые канавки. Через отверстия во втулке охлаждающий воздух попадает в канавки и по радиальным отверстиям проходит во внутреннюю полость вала, откуда далее направляется на охлаждение дисков турбины. Для охлаждения подшипника используют воздух, отбираемый за компрессором и охлаждаемый затем в специальном внешнем теплообменнике. (Воздух из компрессора выходит с температурой 200°C , поэтому непосредственно для охлаждения подшипников его использовать нельзя.)

Весьма распространенными подшипниками являются неразъемные подшипники скольжения. Их установка во входной части компрессора создает ряд существенных удобств, особенно при осевом входе воздуха. Корпус неразъемного подшипника имеет небольшие поперечные размеры и может быть расположен внутри обтекателя на входе в компрессор. Неразъемные подшипники можно установить и в других опорах компрессора и турбины. В ГТУ ЕМ-27Р мощностью 3000 л.с. фирмы Инглиш Электрик все подшипники выполнены безразъемными; в этой установке предусмотрена осевая сборка элементов, так как корпуса не имеют горизонтальных разъемов.

В автомобильной ГТУ мощностью 120 л.с. фирмы Остин короткий ротор установлен на три опоры, две из них являются опорами качения, а третья — передний подшипник компрессора — опора скольжения, которая имеет малые радиальные размеры и не загромождает осевой вход в компрессор.

Так как размещать два подшипника в непосредственной близости нецелесообразно, в ряде установок вместо четырехопорных применяют трехопорные роторы, в которых компрессор выполнен двухопорным, а ротор турбины имеет одну собственную опору и соединен с ротором компрессора жесткой фланцевой муфтой.

Представляет интерес конструктивное оформление средней опоры трехопорного ротора польской экспериментальной ГТУ мощностью 1000 кВт (рис. 199). По обеим сторонам гребня упорного подшипника выполнено два опорных пояска. Общий вкладыш опорно-упорного подшипника закреплен в сферической расточке корпуса. Шейка вала является элементом жесткой муфты, расположенной между компрессором и турбиной. Роторы компрессора и турбины разъединяют вне агрегата.

Можно также совместить подшипники турбокомпрессора и электрогенератора. В ГТУ 16 500 кВт фирмы Джeneral — Электрик с четырехопорным ротором три подшипника расположены в пределах агрегата, а четвертым служит передний подшипник генератора.

Роторы турбокомпрессоров ГТУ обычно значительно легче, чем роторы паровых турбин, в то же время из условий жесткости диаметры их шеек должны быть достаточно велики. Этим предопределяются малые удельные нагрузки на подшипники, что может явиться причиной вибрации вала. При консольном роторе нагрузка на задний подшипник обычно незначительна и даже может быть равна нулю или направлена вверх (назовем условно опору, прилегающую к диску, передней, а опору, отстоящую от диска, задней). Поэтому проблема устранения вибрации в консольных роторах особо сложна. Борьба с вибрацией слабонагруженных опор производится выбором соответствующего зазора

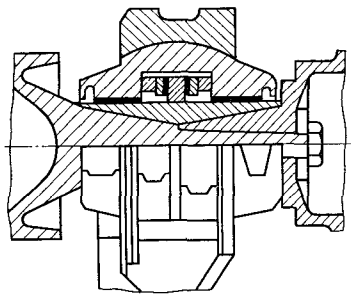


Рис. 199. Опорно-упорный подшипник ГТУ мощностью 1000 кВт

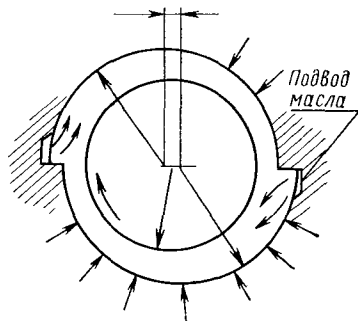


Рис. 200. Схема установки вкладышей опорного подшипника ГТУ фирмы СТАЛ

между валом и вкладышем или приданием вкладышу специальной конфигурации (лимонная расточка и т. п.). Однако эти меры не всегда дают положительный эффект. В ГТУ мощностью 10 000 кВт фирмы СТАЛ, где удельные нагрузки в большинстве подшипников составляют 0,7—2,6 кг/см², отмечались чрезмерные вибрации роторов. Для обеспечения стабильной работы подшипников их верхние вкладыши были смещены относительно нижних в поперечном направлении (рис. 200); это привело к образованию двойного масляного клина и фиксации положения вала в пространстве. Такая же схема принята и в слабонагруженных подшипниках турбины высокого давления ГТУ мощностью 40 000 кВт этой же фирмы.

В консольных двухопорных роторах центр тяжести располагается за пределами опор — между передним подшипником и диском, а задний подшипник воспринимает нагрузку своей верхней половиной. Это создает неопределенность в положении ротора. Задний подшипник нагружен в несколько раз меньше, чем передний, а при большом расстоянии между опорами нагрузка может быть близка к нулю. Ряд заводов и фирм, чтобы не иметь

вибраций и расцентровок вала, вводят специальный противовес на валу ротора между подшипниками (рис. 183, б, д, е и к). Противовес выбирают таким образом, чтобы удельное давление на заднем подшипнике было не ниже допустимого уровня, достаточного для устойчивой работы подшипника. Увеличение удельной нагрузки заднего подшипника может быть достигнуто также сокращением его диаметра.

Роторы с противовесом удобно обрабатывать, балансировать и транспортировать, так как они не требуют специальных приспособлений для предотвращения их опрокидывания. Из этих соображений противовесы вводят даже в консольные трехопорные роторы турбокомпрессоров. В конце вала такого консольного

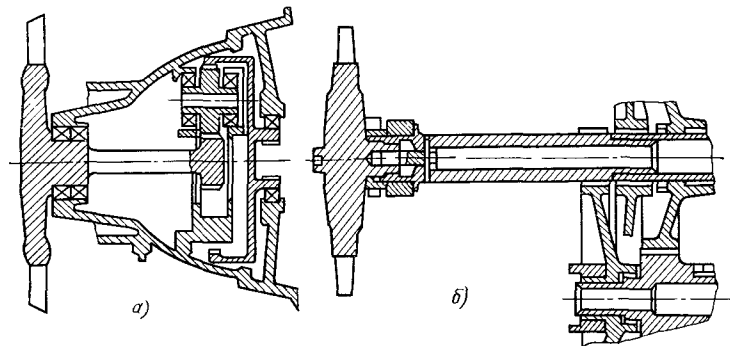


Рис. 201. Роторы силовых турбин:
а — ГТУ «Сатурн» фирмы Солар; б — ГТУ 520 фирмы Боинг

ротора предусматривают шейку для вкладышей, применяемых при балансировке. Таким образом выполнены роторы турбин высокого давления ГТУ 50 000 кВт (рис. 183, д), корабельной ГТУ G-6 компании АЕI и других турбин.

В консольном роторе силовой турбины ГТУ «Сатурн» фирмы Солар задний подшипник отсутствует; его опорой служит шестерня, находящаяся в зацеплении с тремя промежуточными шестернями редуктора, расположенными по окружности (рис. 201, а). Под нагрузкой конец вала занимает вполне определенное положение в пространстве; одновременно достигается равномерное распределение крутящего момента по трем потокам.

В консольной силовой турбине ГТУ 520 фирмы Боинг (рис. 201, б) задний подшипник расположен внутри вала колеса второй ступени редуктора — это сокращает осевые размеры.

Упорные подшипники большинства турбокомпрессоров выполняются двусторонними, так как направление осевого усилия может изменяться при различных режимах и условиях работы. В свободных силовых турбинах и турбокомпрессорах, где направление упорного усилия гарантировано, иногда применяют

односторонние подшипники с фиксацией вала в противоположном направлении буртиком или заплечиком, выполненным на вкладыше опорного подшипника.

Наиболее эффективным способом сокращения нагрузки на упорный подшипник турбокомпрессора является соединение роторов компрессора и турбины жесткой осевой связью. Однако это соединение предопределяет наличие многоопорных валов и сложность согласования взаимных аксиальных перемещений роторов и корпусов. В ряде ГТУ роторы компрессора и турбины снабжены отдельными упорными подшипниками, рассчитанными на соответствующее осевое усилие, а крутящий момент от турбины к компрессору передается зубчатыми муфтами. Такую же схему используют в том случае, когда осевые усилия турбины и компрессора направлены в одну сторону. Предполагается, что каждый ротор имеет независимое осевое положение.

Как известно из данных, опубликованных в иностранной литературе, опыт эксплуатации турбоустановок показал, что зубчатые муфты под нагрузкой иногда имеют тенденцию к заклиниванию и их способность к компенсации осевых перемещений валов теряется, что ведет к перегрузке и выплавлению подшипников. С этой проблемой приходится встречаться в установках, выполненных на базе турбореактивных двигателей, где широко применяется метод наращивания мощностей путем соединения нескольких силовых турбин с валом одного генератора. Каждая силовая турбина является обособленным агрегатом со своим упорным подшипником, а ряд таких турбин соединяется зубчатыми муфтами.

Подобная схема принята в ГТУ мощностью 70 000 кВт фирмы Бристоль — Сиддли (см. рис. 19). Четыре силовые турбины соединены попарно в блоки по 35 000 кВт (рис. 202). Ротор каждого блока с двумя парами консольных дисков оперт на два подшипника скольжения и имеет отдельный упорный подшипник, расположенный в средней части стула между опорными. Роторы соединены зубчатой муфтой, которая должна обеспечивать их взаимное осевое перемещение. Так как не исключено заклинивание зубьев муфты под нагрузкой и перераспределение осевой нагрузки между подшипниками, было предусмотрено специальное устройство, представляющее собой набор пружин расположенных под качающимися колодками упорного подшипника блока А. При заклинивании зубьев муфты ротор блока А расширяется в противоположную от генератора сторону и усилие передается на заднюю поверхность гребня. Если осевое перемещение возрастает, пружины под колодками задней стороны подшипника деформируются. Пружины рассчитаны на значительно меньшее усилие, чем упорное давление, которое может воспринять упорный подшипник блока Б, поэтому перегрузка обоих подшипников не превышает 50%. Если осевое перемещение про-

должает возрастать и достигнет 0,5 мм, микровыключатель реле осевого сдвига подаст сигнал о необходимости остановки агрегата [83].

В установках с разрезным валом в начальный период работы после пуска возможен режим, когда турбокомпрессор вращается и давление газа создает осевую нагрузку на еще неподвижную силовую турбину. Как показал опыт эксплуатации паровых турбин, на этом режиме может выплавиться упорный подшипник. В ускорительной корабельной ГТУ мощностью 20 000 л. с. фирмы Броун — Бовери на базе турбореактивного двигателя «Олим-

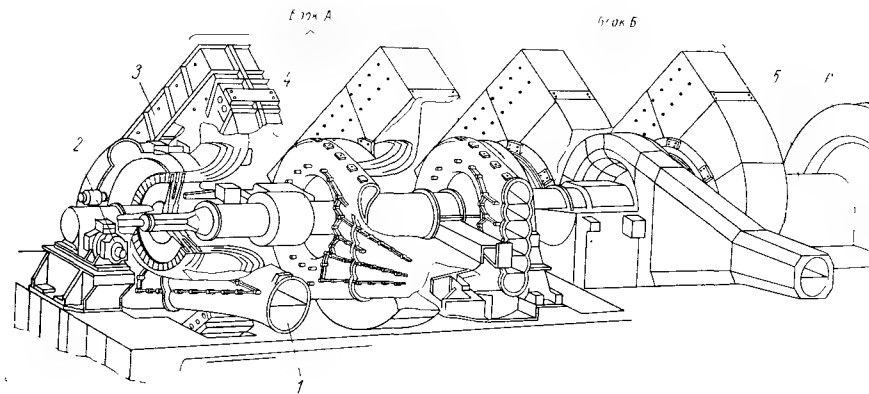


Рис. 202. Силовые турбины ГТУ мощностью 70 000 кВт фирмы Бристоль Сиддли:

1 — входной патрубок; 2 — валоповоротное устройство; 3 — выпускной патрубок; 4 — упорный подшипник; 5 — автоматическая сцепная муфта; 6 — генератор

пус» из опасения подобной аварии была предусмотрена статическая смазка упорного подшипника консольной силовой турбины.

Перед пуском ГТУ масло под высоким давлением подается в упорный подшипник и ротор сдвигается до упора в сторону турбокомпрессора. В таком положении ротор находится в момент трогания его с места и при наборе чисел оборотов. После достижения определенной скорости вращения тахометрический датчик отключает статическую смазку и в дальнейшем подшипник работает на обычной динамической смазке. Момент перехода с одного вида смазки на другой контролируется по показанию датчика осевого сдвига.

При испытаниях этой ГТУ выяснилось, что при отключении статической смазки износа упорного подшипника не отмечалось даже при очень быстром наборе чисел оборотов турбокомпрессора, поэтому надобность в гидравлической разгрузке упорного подшипника отпала [99]. Опыт эксплуатации аналогичных установок также не выявил необходимости в специальной разгрузке

упорных подшипников силовых свободных турбин в период пуска, однако применение описанного выше способа в принципе не исключено.

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения получили широкое применение в авиационных газотурбинных двигателях. Ресурс подшипников качения в этих условиях ограничен несколькими тысячами часов. Условия работы подшипников качения в стационарных ГТУ более благоприятны, нежели в авиационных, и ресурс их в наземных условиях может быть повышен, тем более что в этом случае возможная авария подшипников не повлечет трагических последствий.

В стационарных базовых установках, где ресурс исчисляется десятками и сотнями тысяч часов, а радиальные и осевые нагрузки на опоры весьма значительны, подшипники качения не применяют.

В подшипниках качения судовых установок отмечается разрушение беговых дорожек вследствие ударных и вибрационных нагрузок. По данным, опубликованным в иностранных литературных источниках, вибрационные нагрузки возникают в период бездействия установки при ходе корабля на других двигателях. Появляющаяся при этом вибрация корпуса и фундаментов приводит к поверхностным разрушениям беговых дорожек и тел качения в местах их контакта при неподвижных подшипниках.

Для устранения наклепа производится непрерывное очень медленное проворачивание роторов неработающей установки при помощи валоповоротного устройства с электродвигателем мощностью в несколько десятков или сотен ватт. Такой же способ предохранения подшипников и шестерен зубчатой передачи применен и в стационарной установке мощностью 40 000 кВт фирмы СТАЛ. В ней подшипники качения используют только в редукторе компактного валоповоротного устройства, расположенного в обтекателе компрессора. Электродвигатель валоповоротного устройства не выключается как обычно после пуска ГТУ, а продолжает вращаться вхолостую на протяжении всего периода работы установки.

В ГТУ малой мощности используют преимущественно опоры качения. Возможность их применения в двигателях этого типа определяется тем, что эти установки предназначены в основном для периодической кратковременной работы, а также тем, что проблема создания высокооборотных подшипников с малыми нагрузками уже встречалась в других областях техники при проектировании всевозможных высокооборотных механизмов и

гироскопических устройств и была в свое время успешно решена; высокооборотные подшипники качения освоены промышленностью.

К опорам качения предъявляются очень жесткие требования в части точности их монтажа, так как при нарушении центровки вала подшипники быстро выходят из строя.

Опоры с подшипниками качения должны иметь достаточно жесткие корпуса, исключаящие деформацию внешнего кольца подшипника. Поэтому, как правило, корпуса подшипников выполняют неразъемными, кроме того, предусматривают специальные меры по предохранению их от термических деформаций. Нагрев внутреннего кольца должен быть по возможности ограничен; для этого в случае необходимости вводят какое-либо препятствие на пути теплового потока от горячих элементов к подшипнику. Подобными препятствиями (тепловыми дросселями) могут служить тонкостенные элементы вала, сам вал при выполнении его из легированной стали с низкой теплопроводностью и промежуточные втулки между подшипником и валом с продувкой воздуха через зазоры.

Подача избыточного количества масла для охлаждения вала может нарушить работу высокоскоростных подшипников качения.

Роликоподшипники воспринимают только радиальные нагрузки и допускают некоторое осевое смещение внешнего кольца относительно внутреннего, вызываемое различными расширениями корпуса и ротора. Шарикоподшипники способны нести наряду с радиальными и осевые нагрузки. Повышенные осевые нагрузки воспринимаются четырехточечными шариковыми подшипниками (рис. 203), в которых одно из колец имеет вертикальный разъем. Для восприятия значительных осевых усилий используют опоры с двумя и тремя шарикоподшипниками. Равномерное распределение осевой нагрузки между несколькими подшипниками — очень сложная задача, требующая специально

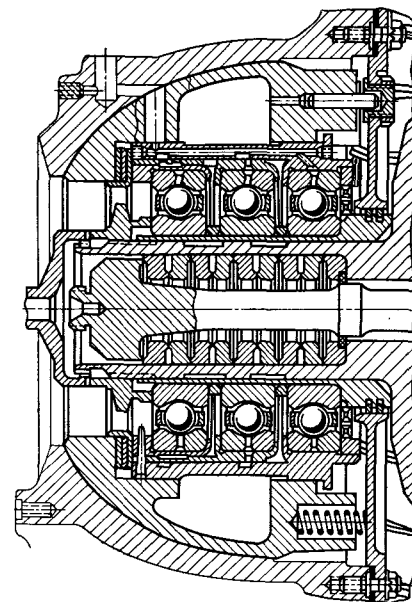


Рис. 203. Передняя опора турбокомпрессора РД-10 (реактивный двигатель)

сборки. На рис. 203 показана передняя опора компрессора авиационной ГТУ с тремя шарикоподшипниками. Подшипники предварительно монтируют в стаканах и весь узел в собранном виде закрепляют на валу и в корпусе.

При ограничении радиальных размеров опор в ГТУ малой мощности иногда используют подшипники без внутреннего кольца (кольцом служит соответствующим образом обработанная поверхность вала). Такие подшипники применяют во многих ГТУ и в частности в установках фирмы Ровер (см. рис. 67 и 71) и фирмы Стандарт Мотор (см. рис. 127, а). Ротор ГТУ фирмы Стандарт Мотор вращается в двух подшипниках — роликовым без внутреннего кольца и шариковом, внутреннее кольцо которого насажено на поясок шестерни редуктора, закрепленной, в свою очередь, на конусе вала турбокомпрессора. Такая конструкция допускает возможность демонтажа ротора в осевом направлении без выемки подшипников из их корпусов.

Смазку и охлаждение высокооборотных подшипников качения выполняют путем подачи под давлением через форсунки смазочного масла или воздушно-масляной эмульсии. Масло распыливается воздухом, отбираемым за компрессором. Наилучшие результаты достигаются при подаче масла через несколько расположенных по окружности форсунок в зазор между внутренним кольцом и сепаратором подшипника. Масло центробежной силой отбрасывается к периферии и выходит через зазор между сепаратором и внешним кольцом. Масло подают также через радиальные отверстия в кольцах подшипника непосредственно на беговые дорожки; лучшая смазка обеспечивается при подаче масла через внутреннее кольцо. Удачно сочетается такая смазка с подводом масла из расточки вала по радиальным или наклонным отверстиям.

Масло из подшипника должно удаляться или самотеком через сливные каналы достаточного сечения, или — при малом объеме масляных полостей — с помощью специального откачивающего насоса. Скопление излишков масла приводит к дополнительным потерям на «перемалывание» его подшипниками и усложняет проблему уплотнения узла.

В качестве смазочной среды может быть использовано не только масло, но и топливо. Такая система смазки применена в одновальной высокооборотной ГТУ GT-15 мощностью 15 л.с. фирмы Заурер (рис. 194), где топливом смазывают не только подшипники, но и шестерни редуктора. Система смазки организована следующим образом: на промежуточном валу редуктора расположен сдвоенный шестеренчатый насос. Насос 3 подает часть топлива из бака в распределитель, где редукционным клапаном поддерживается постоянное давление независимо от расхода топлива. Из распределителя топливо через кольцевую полость в валу поступает к обоим подшипникам ротора, а так-

же к редуктору. Часть топлива поступает через центральное отверстие в валу к форсункам камеры сгорания (в этом двигателе применена камера сгорания с вращающимися форсунками). Второй шестеренчатый насос 4 откачивает масло из картера редуктора и возвращает его в бак. Топливный бак имеет повышенную емкость, так как бак служит охладителем; в случае необходимости предусматривается принудительное охлаждение топлива в баке. Естественно, что полная выработка топлива из бака недопустима. В процессе доводки этого двигателя, которая длилась 5 лет, была изменена первоначальная конструкция системы смазки. Так, топливо к внутреннему подшипнику подавалось ранее по двум радиальным отверстиям в валу, что влекло за собой изгиб ротора; при выполнении трех отверстий под углом 120° вал не изгибался. Топливо из подшипника вначале сливалось по одному радиальному каналу в вертикальной стенке, что сопровождалось местным охлаждением стенки, на которой укреплен корпус подшипника, и заклиниванием ротора. После того как для слива была выполнена спиральная канавка, вся поверхность стенки стала холодной и указанный дефект был устранен. При испытаниях одной из первых моделей отмечались также заметные вибрации ротора при числе оборотов 55 000 в минуту, причиной которых оказались упругие деформации подшипников качения в радиальном направлении, причем вторая частота вызывала колебания, в 100 раз превышающие первую и третью. После цикла испытаний с фальшротором, имевшим внешний привод, от вибраций удалось избавиться путем ужесточения опоры со стороны редуктора и создания гидродинамического демпфера внутренней опоры (параметры двигателя: масса 10 кг, длина 384 мм; диаметр 231 мм, число оборотов более 100 000 в минуту) [89].

ПОДШИПНИКИ НА ГАЗОВОЙ СМАЗКЕ

В ГТУ замкнутого цикла с высоким уровнем давления в системе весьма перспективными являются подшипники на газовой смазке. Смазкой служит теплоноситель, благодаря чему установка может быть полностью герметизирована. Особенно важно это в установках, где теплоносителем служит гелий, предотвращение утечек которого является весьма сложной проблемой. В энергетических установках на ядерном топливе с графитными материалами в реакторе наличие масляных паров в теплоносителе должно быть полностью исключено, поэтому использование подшипников на газовой смазке может явиться определяющим фактором в создании атомных замкнутых ГТУ.

Различают два типа подшипников на газовой смазке — динамические и статические. Первые основаны на том же принципе, что и масляные — на образовании смазочного клина между

валом и вкладышем. Второй тип газовых подшипников — статический (или аэростатический) — основан на подводе сжатого воздуха к ряду сопел по окружности вкладыша. При достаточном давлении воздуха вал «всплывает» и находится во взвешенном состоянии независимо от числа оборотов вала.

Динамические подшипники с газовой смазкой отличаются от гидравлических (масляных) подшипников тем, что вязкость газа (воздуха) примерно в 1000 раз меньше вязкости масла, поэтому сколько-нибудь приемлемая грузоподъемность подшипника может быть достигнута только при больших его размерах, высоком числе оборотов и малом зазоре. Допустимые удельные нагрузки в подшипниках такого типа не превышают 1 кг/см^2 .

В связи с малой толщиной смазочного газового слоя необходима особо точная обработка вала и вкладыша, аккуратная сборка и отсутствие деформаций в процессе работы. Принципиальным недостатком динамических подшипников является сухое трение и повышенный пусковой момент при трогании ротора с места. В качестве полумеры для ликвидации этого явления возможно использование в период пуска смазочных жидкостей, испаряющихся при нормальной работе, но это загрязняет газ, окружающий подшипник.

Материалы для вала и вкладыша выбирают в зависимости от температурных условий работы с учетом сухого трения в период пуска и остановки. Вал должен иметь твердую хромированную поверхность, вкладыш может быть выполнен из монель-металла, бронзы, пористых материалов со свинцовым покрытием, специальных пластических материалов. Чтобы уменьшить износ подшипника, желательно максимально сократить время увеличения числа оборотов ротора и его торможения.

Упорные подшипники типа «Мичеля» с динамической газовой смазкой выполнены быть не могут, так как вследствие малой толщины газового слоя требуется недостижимая в реальных условиях точность обработки элементов подшипника.

Грузоподъемность статических подшипников значительно больше, чем динамических; при этом зазор может быть для большей надежности в работе увеличен, момент трения при пуске машины получается минимальным и, следовательно, исключен износ подшипника. При больших числах оборотов ротора потери мощности в газовых статических подшипниках меньше, чем в масляных (с учетом мощности, потребляемой масляным насосом или газовым компрессором). Удельные нагрузки, допустимые в статических подшипниках, достигают $2\text{—}3 \text{ кг/см}^2$. Наряду с опорными подшипниками также могут успешно применяться упорные аэростатические подшипники, способные воспринимать достаточные нагрузки.

На рис. 204, а показана конструктивная схема опорного подшипника с аэростатической смазкой. Газ подается в кольцевую

камеру 5 в средней части подшипника и через ряд сопел 1 Лаваля поступает в продольные лункообразные канавки 4 на рабочей поверхности вкладыша. Каждая канавка калиброванными отверстиями 3 связана с демпфирующими камерами 2, наличие которых обеспечивает безвибрационную работу подшипника и

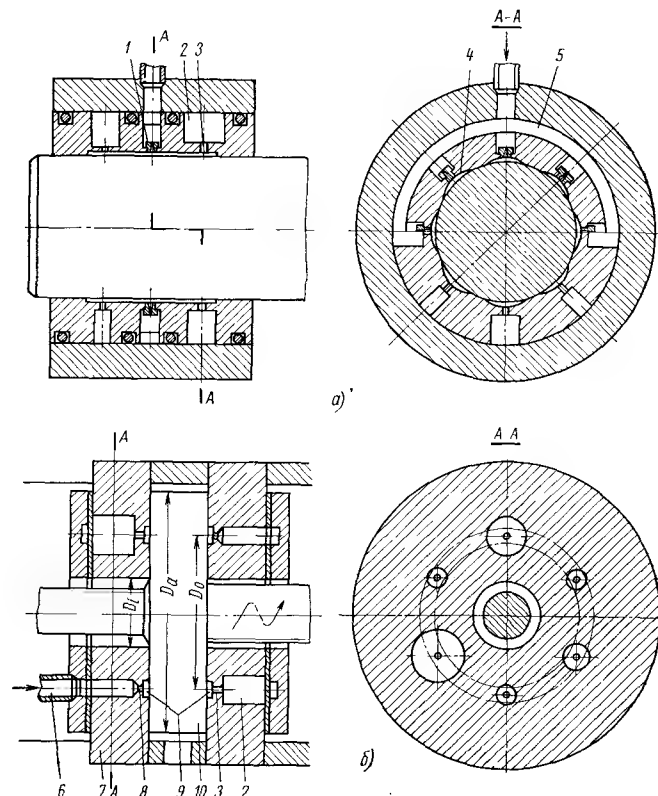


Рис. 204. Подшипники на газовой смазке:

а — опорный; б — упорный

повышение его грузоподъемности. Для устранения резонансных колебаний вала демпфирующие камеры имеют различные размеры и конфигурацию. Допускаемая удельная нагрузка в подшипнике с подобными камерами почти в 2 раза превышает нагрузку подшипника без камер. Диаметральный зазор в аэростатических подшипниках выполняют равным одной тысячной диаметра вала.

На рис. 204, б показана схема статического упорного подшипника. Газ подается по трубе 6 и через цилиндрические сопла 8 поступает в кольцевую канавку 9 в неподвижном корпусе 7 под-

шипника. Демпфирующие камеры 2 соединены калиброванными отверстиями 3 с кольцевой канавкой. Осевой зазор между корпусом 7 и гребнем 10 составляет примерно $10^{-4} D_a$ с рабочей стороны и $2 \cdot 10^{-3} D_a$ с нерабочей. Оптимальные условия работы достигаются при условии $D_0^2 = D_a D_i$ [78].

Продольный разрез ГТУ с аэростатическими подшипниками показан на рис. 84.

ПОДШИПНИКИ, РАСПОЛОЖЕННЫЕ В ПОЛОСТЯХ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

По мере роста давления воздуха или газа в корпусах компрессоров и турбин возрастает линейный размер концевых уплотнений.

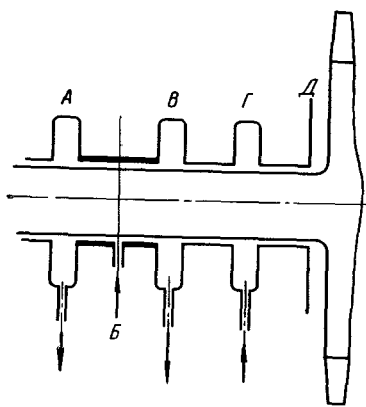


Рис. 205. Схема масляного затвора в подшипниках ГТУ мощностью 10 000 квт фирмы Эшер — Висс

Следствием этого является увеличение расстояния между подшипниками и понижение жесткости ротора. Особое внимание уделяется сокращению длины уплотнений в ГТУ, работающих по замкнутому циклу, где даже минимальный уровень давления в тракте весьма высок. В установках с рабочим телом, отличным от воздуха, утечки через уплотнения в ряде случаев должны быть полностью исключены. Одним из кардинальных способов сокращения длины уплотнений служит замена лабиринтных уплотнений воздушно-масляными затворами. В этих уплотнениях подшипник служит также гидравлическим затвором. На рис. 205 показана

схема масляного затвора применительно к замкнутой ГТУ мощностью 10 000 квт фирмы Эшер — Висс [15].

В камеру Г подается сжатый воздух с давлением, несколько большим, чем в полости Д. Этот воздух через короткие лабиринтные уплотнения проходит вдоль вала в обе стороны — в полость Д и в камеру В; в полости В давление поддерживается специальным автоматическим регулятором на 300 мм вод. ст. ниже, чем в камере Г. По каналу В масло попадает в среднюю часть подшипника с давлением, на 1,5 ат превышающим давление в камере В. Масло сливается по обеим сторонам подшипника в камеры В и А. Масло из полости А сливается в открытый масляный бак, а из камеры В масловоздушная смесь поступает в специальный закрытый бак, в котором поддерживается соответствующее повышенное давление. В этом баке происходит сепарация воздуха из смеси; воздух удаляется затем в атмосферу,

а масло отводится в открытый бак. Благодаря тому, что в камере Г давление всегда выше, чем в камере В, предотвращается попадание масла в проточную часть (для ГТУ замкнутого цикла и особенно для ГТУ на ядерном топливе этот фактор имеет первостепенную важность). С другой стороны, давление масла в подшипнике выше давления воздуха в камере Г, что исключает утечку воздуха из проточной части. Самое низкое давление в тракте циклового воздуха составляет 7 ат; масляный насос подает масло под давлением 14 ат к автоматическому регулятору, поддерживающему необходимый уровень давления перед подшипниками.

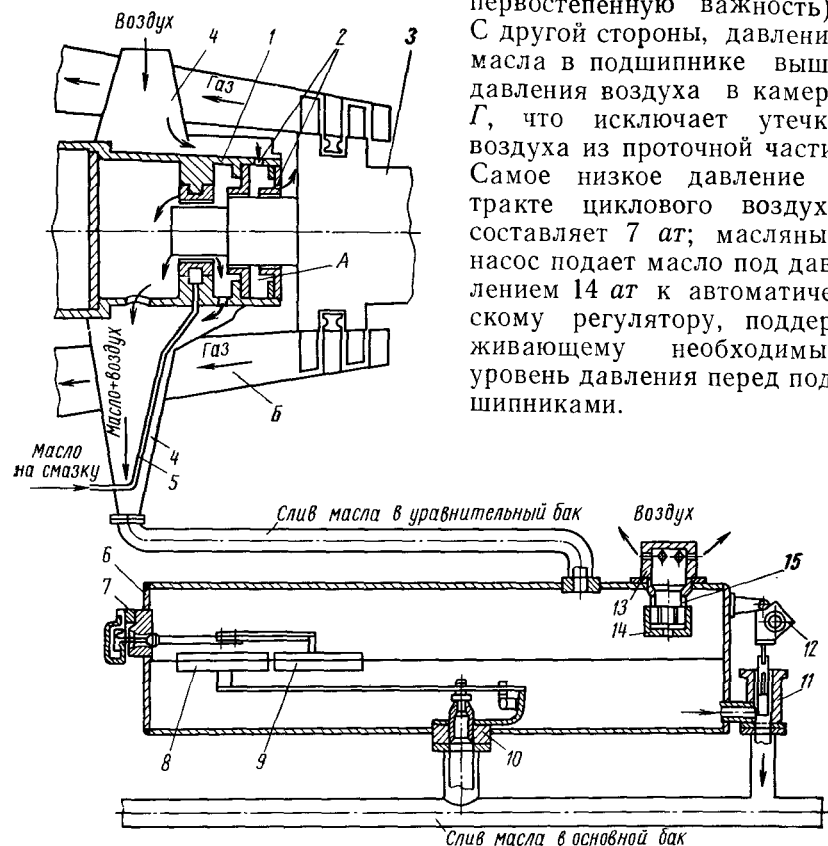


Рис. 206. Средняя опора турбины ГТУ-15 завода «Экономайзер»:

1 — корпус подшипника; 2 — отверстия для подвода воздуха на охлаждение диска турбины; 3 — ротор турбины высокого давления; 4 — ребра; 5 — канал подвода масла к подшипнику; 6 — уравнильный бак; 7 — микровыключатель; 8 — поплавок; 9 — поплавковый регулятор уровня; 10 — запорный клапан; 11 — сливной клапан; 12 — электродвигатель; 13 — регулятор давления; 14 — поршень регулятора давления; 15 — окна

В ГТУ открытого цикла также применяют подшипники, которые располагают в зонах с избыточным давлением. Так, задний подшипник турбокомпрессора ГТУ ЕМ-27Р мощностью 3000 л. с. фирмы Инглиш Электрик размещен внутри корпуса турбины, где давление превышает 4 ат. По обеим сторонам подшипника установлены короткие масляные и воздушные уплот-

нения. Масло подается к подшипнику под давлением 8,5 ат. Масло из подшипника сливается в закрытый бак, в котором поддерживается давление несколько ниже, чем в полости, окружающей подшипник. Масло из закрытого бака отводится в общий открытый бак с помощью поплавкового клапана, который перепускает масло и препятствует утечке воздуха.

Аналогичную конструкцию имеет подшипниковый узел установок ГТУ-15 завода «Экономайзер» [16]. Задний подшипник турбины высокого давления размещен в корпусе с приваренными к нему четырьмя полыми ребрами (рис. 206). Два горизонтальных ребра служат для подвода воздуха, охлаждающего извне корпус подшипника и поступающего также к диску турбины низкого давления. Через верхнее вертикальное ребро 4 поступает воздух, отобранный из напорного патрубка компрессора и охлажденный затем в водо-воздушном теплообменнике; этот воздух идет в камеру А между двумя рядами лабиринтных уплотнений. Через полое нижнее ребро сливается масло и выходит воздух в уравнительный бак 6. Давление в баке поддерживается с помощью регулятора 13 на 500—700 мм ниже, чем в камере А. В то же время давление в камере А заметно выше, чем в газовом тракте В между турбинами высокого и низкого давления. Поршень 14 регулятора 13 под действием давления в баке перекрывает окна 15. Уровень масла в баке поддерживается поплавком 8 клапана 10. Аварийный сливной клапан 11 управляется с пульта машиниста с помощью электродвигателя 12. Сигнализация на пульт о необходимости открытия клапана осуществляется поплавковым регулятором 9 уровня, замыкающим контакты микровыключателя 7.

КРЕПЛЕНИЕ КОРПУСОВ ПОДШИПНИКОВ

Подшипники паровых турбин крепят обычно в жестких опорных ступлях, на которые, в свою очередь, опираются корпуса турбин. Опорные лапы корпусов и вертикальные торцовые шпоночные соединения обеспечивают concentricity расширения корпусов относительно осей подшипников. При низкой температуре корпуса (выпускные патрубки паровых турбин, корпуса воздуходувок и т. п.) подшипник может быть установлен непосредственно в корпусе турбомашины. В ряде ГТУ также используют подобную схему крепления подшипников. Она свойственна в основном стационарным ГТУ, выпускаемым заводами и фирмами, имеющими опыт в паротурбостроении. Подшипники горячих корпусов этих ГТУ (в том числе и напорной части компрессора, где температура достигает 180—230°С) располагают в ступлях, а подшипник входной части компрессора можно крепить непосредственно во входном патрубке. Такие конструкции характерны для установок Ленинградского металлического за-

вода, Невского машиностроительного завода и многих других заводов и фирм.

Однако, применение подобной конструктивной схемы в ГТУ со свойственными им развитыми патрубками компрессоров и турбин встречает в ряде случаев серьезные затруднения в связи с большими консолями ступлей.

В компрессорах и турбинах с осевым подводом или выходом рабочего тела крепление подшипников в ступлях связано с нарушением потока, так как в патрубках приходится выполнять большие вырезы для размещения ступлей (рис. 172, а). Установка ступлей в средней части прямоточных турбокомпрессоров весьма затруднена при использовании секционных камер и неприемлема при кольцевых камерах. В таких установках применяют принципиально иную схему взаимосвязи корпусов турбомашин и корпусов подшипников: корпуса компрессоров и турбин крепят на фундаменте на собственных опорах, а корпуса подшипников подвешивают к корпусам турбомашин с помощью элементов, обеспечивающих concentricity их положения при различных тепловых расширениях. Такое конструктивное направление допускает свободу компоновки отдельных агрегатов ГТУ и широко используется для всех подшипниковых узлов установок самого различного назначения вплоть до мощных стационарных ГТУ с тяжелыми роторами.

Проблема обеспечения concentricity холодных корпусов подшипников и горячих корпусов турбомашин является одной из кардинальных в газотурбостроении; она имеет многочисленные конструктивные решения.

Подвеска на шпоночных соединениях. Примером этого соединения может служить задний опорный подшипник турбины низкого давления ГТУ мощностью 50 000 кВт (рис. 207). Корпус 5 подшипника прикреплен к внутренней обечайке выпускного патрубка двумя крестообразными соединениями, которые оформлены в виде опорных шпонок 9 в горизонтальной плоскости и шпонок 10 и 13 в вертикальной. Фиксация в осевом направлении осуществлена кольцевым зубом 6. Масло из подшипника сливается в кожух 7 сливных магистралей, расположенный в силовых обтекаемых спиках 2, связывающих внешнюю обечайку 1 с внутренней обечайкой 3. Пространство между горячими элементами корпуса турбины и корпусом 5 подшипника со сливными магистральями заполнено изоляционным материалом. Корпус подшипника интенсивно охлаждается маслом, благодаря чему его температура не превышает 60°С, в то время как температура элементов турбины достигает 450°С.

Аналогичная схема подвески корпусов подшипников турбин применена в установках фирмы Броун—Бовери (рис. 172, б). Боковыми лапами корпуса подшипников опираются на приливы в патрубках турбины; в поперечном направлении они зафикси-

рованы одной вертикальной шпонкой, расположенной в нижней половине корпуса.

Подвеска на радиальных тягах. В ГТУ фирмы Кларк суппорты подшипников связаны с корпусом турбин с помощью радиальных тяг типа шпилек (рис. 208). Кольцо, окружающее корпус турбины, интенсивно охлаждается воздухом. К нему прикреплен суппорт восемью радиальными тягами. В местах, где тяги проходят через газовый поток, они заключены в кожух и интенсивно

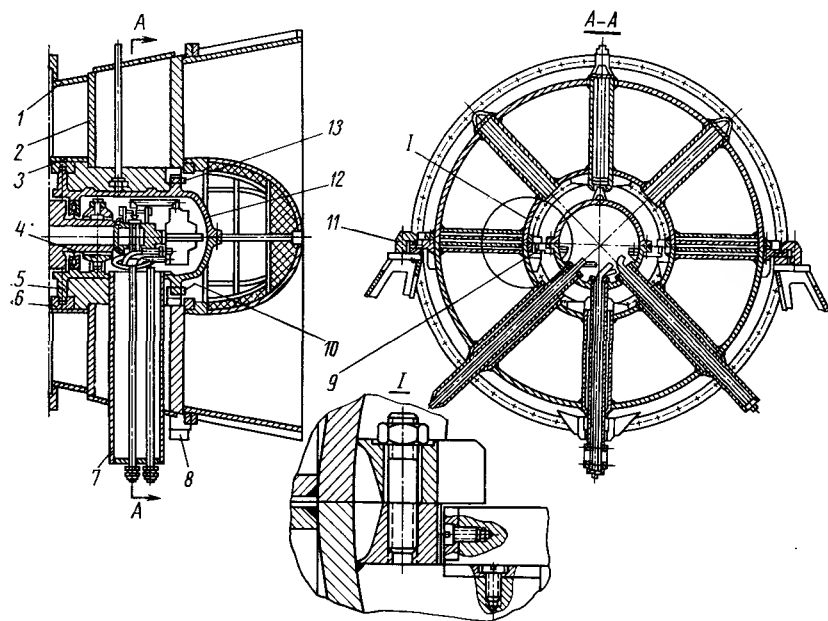


Рис. 207. Крепление корпуса подшипника ГТУ мощностью 50 000 квт:

1 — внешняя обечайка; 2 — спица; 3 — внутренняя обечайка; 4 — опорный подшипник; 5, 12 — корпус подшипника; 6 — кольцевой зуб; 7 — кожух сливных магистралей; 8—10 и 13 — шпонки; 11 — прижим

охлаждаются. Таким образом, охлаждаемые тяги связывают относительно холодные элементы — суппорт и внешнее кольцо корпуса турбины.

Подвеска на радиальных жестких ребрах. На рис. 140 показана подвеска подшипника на жестких ребрах. Холодный корпус подшипника соединен с горячим корпусом турбины жесткими ребрами, расположенными в меридиональных плоскостях и проходящими через полые обтекатели в патрубках. Ребра выполняют радиальными и наклонными (см. рис. 140, 141 и 173, в). По массивным ребрам к корпусу подшипника передается большое

количество тепла от корпуса турбины и близлежащих частей выпускного патрубка. Для уменьшения нагрева корпуса подшипника иногда применяют принудительное охлаждение ребер. Так, на валу турбины, показанной на рис. 141, установлены лопатки осевого вентилятора 10, который просасывает воздух через зазоры между обтекателями выпускного патрубка и ребрами 8. Далее воздух направляется по трубопроводу к концевому лабиринтному уплотнению.

При горячих корпусах турбин возможны значительные напряжения в элементах жесткого соединения, особенно при быстром пуске установки. Во избежание этого в большинстве ГТУ между корпусом подшипника и турбиной включают компенсирующую связь.

Подвеска на радиальных ребрах с компенсаторами.

В отличие от ранее приведенных креплений в этом соединении радиальные ребра соединяют с горячим корпусом турбины через плоскую тангенциальную пластину. Такая подвеска применена в ГТУ ТЕ мощностью 300 квт фирмы Рустон (рис. 209). Корпус 1 подшипника подвешен на трех радиальных стойках 4, соединенных с корпусом 2 турбины через гибкие пластины 3. Стойки обтекаемой формы расположены непосредственно в потоке газа; их термические расширения компенсируются изгибом гибких пластин. Стойки выполнены полыми, через них подводится и отводится масло и подводится воздух к корпусу подшипника.

Подвеска на шарнирных тангенциальных тягах. Этот тип подвески применяют в авиационных двигателях и ГТУ малой мощности (рис. 210). Корпус 5 роликподшипника подвешен к корпусу 1 турбины на трех тангенциальных тягах 2, проходящих через обтекатели в выпускном патрубке. При нагреве корпуса турбины корпус подшипника поворачивается в тангенциальном

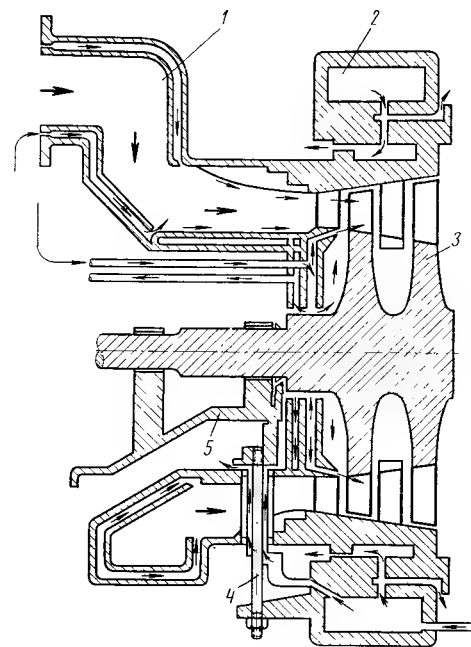


Рис. 208. Схема крепления корпуса подшипника ГТУ мощностью 5500 квт фирмы Кларк:

1 — входной патрубок; 2 — кольцевой корпус турбины; 3 — ротор; 4 — радиальная тяга; 5 — суппорт подшипников

направлении на небольшой угол; при этом сохраняется concentricность обоих корпусов. Масло подводится и отводится по полым тягам. Тяги и корпус подшипника охлаждаются с помощью центробежного вентилятора 6, выполненного как одно целое с хвостовиком вала. Вентилятор просасывает воздух через узкий кольцевой зазор между тягой и внутренней трубой 3, расположенной в обтекателе 4. Из камеры вентилятора воздух удаляется через зазоры между обтекателем и внутренней трубой.

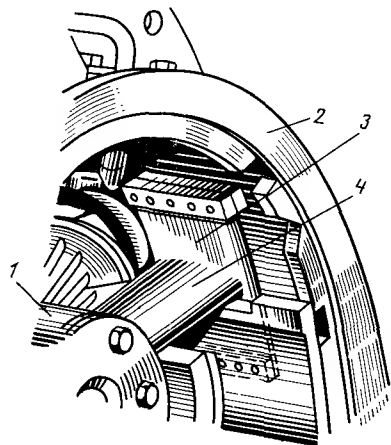


Рис. 209. Крепление корпуса подшипника ГТУ ТЕ фирмы Рустон

Аналогичная конструкция подвески изображена на рис. 211. Тяги подвески выполнены сплошными, а масло к подшипнику подводят через каналы, выполненные в приливе корпуса подшипника. Так как корпус подшипника может поворачиваться в процессе работы, трубопроводы подвода и отвода масла выполнены гибкими. Воздух поступает через отверстия, выполненные в хвостовике вала.

Подвеска на тангенциальных ребрах. Принцип обеспечения соосности корпусов подшипника и турбины при этом типе подвески аналогичен описанному выше. Однако вместо жестких тяг с шарнирным креплением по концам использованы тонкостенные ребра, которые могут несколько изгибаться при повороте корпуса подшипника относительно корпуса турбины. На рис. 212 показана подвеска корпуса опорно-упорного подшипника на

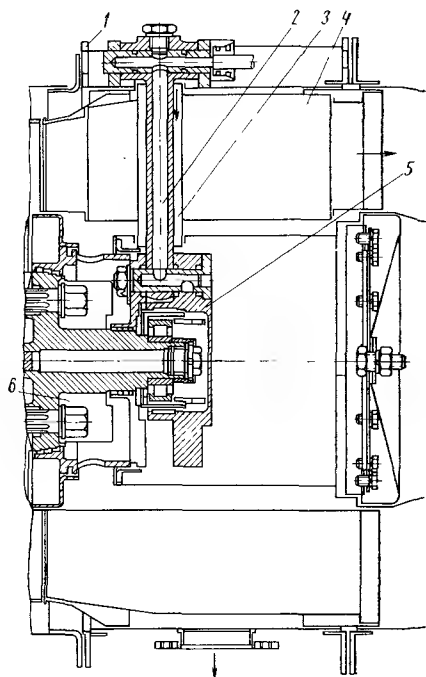


Рис. 210. Крепление корпуса подшипника ГТУ «Пэлост» фирмы Блекборн

трех гибких тангенциальных ребрах, приваренных по концам к корпусам турбины и подшипника. Ребра неохлаждаемые, проходят через газовый поток в выпускном патрубке. Благодаря тому, что ребра имеют наклон к поперечной плоскости агрегата, они способны противостоять осевому усилию ротора турбокомпрессора. Тангенциальные ребра используют для подвески подшипника и в более мощной ГТУ ТЕ фирмы Рустон. В этой установке корпус подшипника связан с корпусом турбины через промежуточное кольцо. Четыре тангенциальных тонкостенных ребра проходят через газовый поток, соединяя корпус турбины с промежуточным кольцом, к которому на четырех сварных радиальных ребрах прикреплен корпус подшипника. На рис. 213 показан аналогичный способ подвески подшипника.

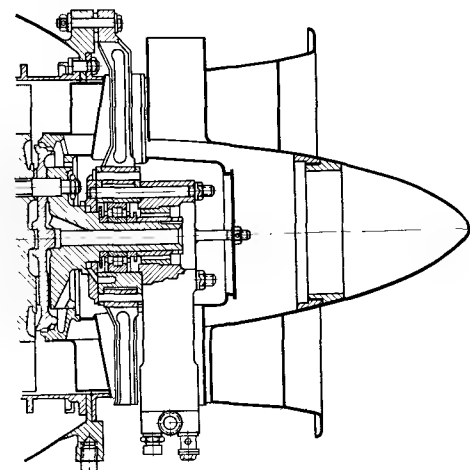


Рис. 211. Крепление корпуса подшипника ГТУ «Артуст» фирмы Турбомека

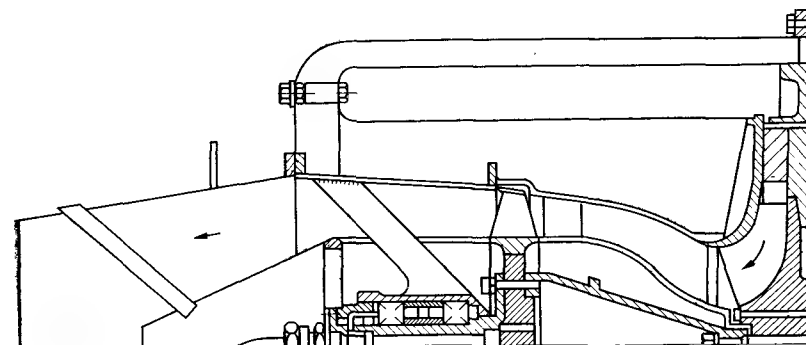


Рис. 212. Турбины ГТУ «Буцард» фирмы Бадворт

Подвеска на наклонных стержнях. При подвеске подшипника на наклонных стержнях разница в радиальных расширениях корпусов турбины и подшипника компенсируется осевым перемещением подшипника. На рис. 214 показана подвеска заднего

подшипника ГТУ «Базалиск» мощностью 500 л.с. фирмы Бадворт. Корпус роликового прецизионного подшипника подвешен на трех стержнях, проходящих через газовый поток в выпускном патрубке двигателя. Температура газа около 500°С. Внешние концы стержней прикреплены к корпусу турбины шарнирным соединением.

Подвеска на конической диафрагме. Принципиальная схема взаимных перемещений корпусов в этом варианте та же, что и при подвеске на наклонных стержнях. Аналогично осуществлено

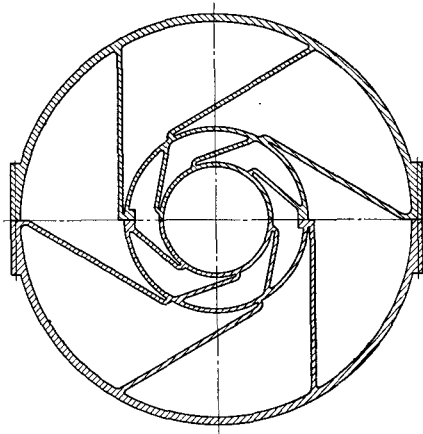


Рис. 213. Корпус турбины ГТУ фирмы Вестингауз

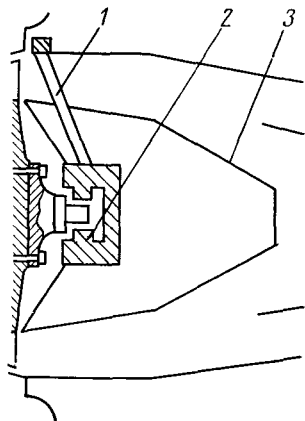


Рис. 214. Схема крепления корпуса подшипника ГТУ «Базилиск» фирмы Бадворт:
1 — наклонный стержень; 2 — корпус подшипника; 3 — обтекатель

соединение выпускного патрубка с задней частью корпуса подшипников силовой турбины корабельной ГТУ мощностью 22 000 л.с. фирмы Броун — Бовери (рис. 215). Передняя часть корпуса подвешена на радиальных пальцах. В диафрагме выполнены большие окна — таким образом, силовым элементом подвески являются наклонные тонкостенные ребра, воспринимающие разность осевых и радиальных перемещений горячего выпускного патрубка и холодного корпуса подшипника. Тонкостенные ребра, с одной стороны, служат пружинами подвески, с другой — дросселями потока тепла. Кроме того, коническая форма диафрагмы обеспечивает необходимую жесткость для восприятия ударных нагрузок и усилий от подшипников. Окна между ребрами и горизонтальный разъем позволяют установить трубы для подвода масла и легко монтировать саму диафрагму. Ротор можно вынимать как обычным путем, так и вместе с корпусами подшипников [99].

Подвеска на радиальных пальцах. Этот тип подвески очень широко применяется в различных соединениях элементов корпу-

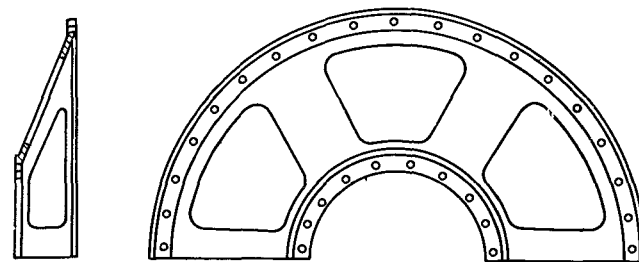


Рис. 215. Коническая диафрагма ГТУ мощностью 22 000 л.с. фирмы Броун — Бовери

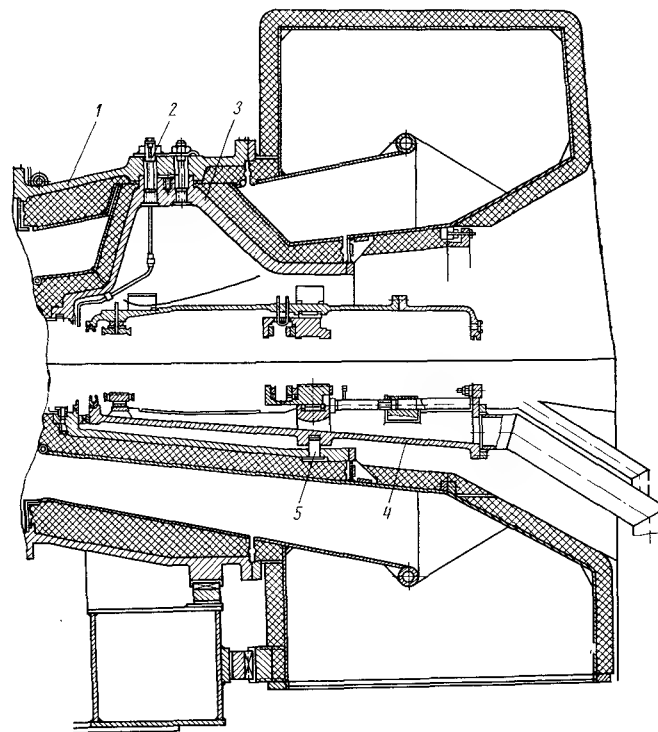


Рис. 216. Крепление корпуса подшипника турбины GT-750-6 H3L

сов и роторов газовых турбин. На рис. 216 показана подвеска на радиальных пальцах корпуса подшипников консольного ротора ГТУ мощностью 6000 кВт НЗЛ. Массивное промежуточное коль-

цо 3 с шестью местными выступами, проходящими через соответствующие обтекатели в выпускном патрубке, прикреплено радиальными пальцами 2 к корпусу турбины 1. К промежуточному кольцу, в свою очередь, на пальцах 5 подвешена нижняя половина корпуса 4 подшипников.

Масло к подшипникам и воздух на охлаждение подают по трубопроводам, проходящим через выступы в промежуточном кольце; сливается масло через торцовую часть корпуса.

В заключение следует отметить, что при выборе схемы крепления корпуса подшипника необходимо учитывать динамические характеристики опоры (так называемую «податливость» — величину перемещения опоры при динамическом приложении единичной силы). Расчет критического числа оборотов ротора без учета динамических характеристик опор может привести к значительной ошибке и, как следствие, к возможным вибрациям системы. Опыт эксплуатации крупных турбомашин показывает, что при динамической податливости опор порядка $7 \cdot 10^{-7}$ см/кг критическое число оборотов вала может снизиться в 2 раза по сравнению с расчетной величиной при абсолютно жестких опорах. (Эти значения справедливы для жестких сварных роторов; с понижением жесткости ротора влияние податливости опоры на критическое число оборотов уменьшается).

РАЗГРУЗКА ПОДШИПНИКА ОТ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ

Наиболее эффективным средством сокращения осевого усилия, действующего на упорный подшипник, является жесткая осевая связь турбины и компрессора, в том случае, если осевые усилия этих агрегатов направлены в противоположные стороны. В наиболее часто встречающейся «классической» схеме расположения агрегатов, присущей прямоточным ГТУ (см., например, рис. 13), осевые усилия компрессора и турбины имеют противоположные направления и промежуточная часть ротора между этими агрегатами работает на растяжение. В ряде ГТУ агрегаты расположены так, что промежуточная часть работает на сжатие (рис. 121, д и 127, з).

Связь компрессора и турбины в осевом направлении может осуществляться не только соединением их валов с помощью жесткой муфты. На рис. 141 и 217, а показано соединение агрегатов, в котором осевое усилие передается внутренним валом с шаровыми наконечниками, а крутящий момент — внешней зубчатой муфтой. Таким образом, общий четырехопорный ротор турбокомпрессора состоит из двух отдельных двухопорных роторов, однако осевая связь между ними сохраняется. В трехопорных роторах турбокомпрессоров авиационных газотурбинных двигателей получили применение шаровые муфты, устанавливаемые между двухопорным ротором компрессора и консоль-

ным ротором турбины. Крутящий момент передается внешним зубчатым контуром. Шаровая муфта допускает некоторый излом оси вала.

Если промежуточная часть ротора работает на растяжение, осевая связь может осуществляться гибкой стяжкой, допускающей незначительное смещение и излом осей. Такое конструктивное решение для четырехопорного ротора показано на рис. 217, б. В ГТУ G-6 компании AEI с трехопорным ротором турбокомпрессора окружное усилие передается не зубчатой, а гибкой муфтой с двумя коническими тонкими дисками из высокопрочной стали, соединенными по ободу заклепками. Дисковая муфта способна воспринимать незначительные изломы осей, возникающие вследствие неодинакового прогрева опор, изгиба корпуса ко- рабля и т. п.

Осевое усилие, действующее на ротор компрессора и турбины из-за разности давлений на первых и последних ступенях, может быть при необходимости снижено путем создания думмисов (уплотнений на большом диаметре). В компрессоре иногда создают камеру с повышенным давлением перед диском первой ступени с помощью двух рядов уплотнений, выполненных на разных диаметрах. При таком решении наряду с сокращением осевого усилия устраняется возможность подсоса масла в проточную часть из переднего подшипника. Аналогичная камера может быть создана и за последним диском турбины.

Разгрузка осевого усилия при помощи думмисов связана с повышенными утечками воздуха, усложнением конструкции и увеличением расстояния между опорами.

Выбором соответствующих диаметров лабиринтных уплотнений можно полностью разгрузить ротор турбокомпрессора от осевой нагрузки или направить результирующее осевое усилие в любом желаемом направлении. При этом упорный подшипник может быть спроектирован так, что будет воспринимать нагрузку, значительно меньшую, чем осевое усилие каждой из турбомашин. Этот способ разгрузки упорного подшипника применяют практически во всех ГТУ. Однако в стационарных ГТУ большой

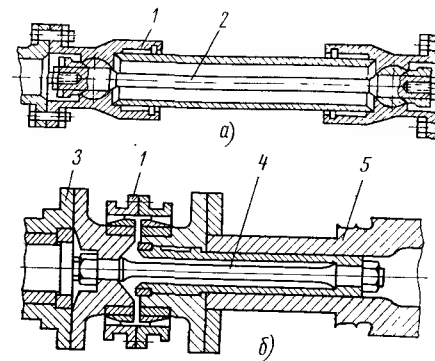


Рис. 217. Соединение валов компрессоров и турбин:

а — ГТУ мощностью 3500 л. с. Коломенского тепловозостроительного завода; б — ГТУ мощностью 2500 кат фирмы Бритиш Томпсон Хаустон; 1 — зубчатая муфта; 2 — стяжка с шаровыми наконечниками; 3 — вал компрессора; 4 — стяжка; 5 — вал турбины

мощности с высокими давлениями в цикле создание работоспособного упорного подшипника является очень сложной задачей. Обусловлено это тем, что осевое давление компрессоров и турбин в этих ГТУ достигает порядка 40—60 т, а в ГТУ-200, выполненной по схеме проф. Уварова, осевое усилие отдельных агрегатов исчисляется сотнями тонн. В то же время упорные подшипники общепринятых типов способны воспринимать ограниченную нагрузку — порядка 20 т при числе оборотов вала 3000 в минуту и менее 10 т при 8000 в минуту. Так как результирующая сила, передаваемая на подшипник, является разностью очень больших величин, существует опасность многократного ее увеличения по сравнению с расчетной величиной вследствие неточностей в расчете проточной части турбомашин, погрешностей при изготовлении облопачивания, при износе уплотнений в процессе эксплуатации или при каких-либо ранее неучтенных режимах работы установки. Может измениться не только величина осевого усилия, но и его знак; поэтому, как правило, упорные подшипники турбокомпрессоров выполняют двусторонними и их несущую способность выбирают исходя из двух-трехкратной величины расчетного результирующего усилия.

В ГТУ малой мощности для разгрузки турбокомпрессора или свободной силовой турбины используют иногда осевое усилие, создаваемое косозубчатой шестерней редуктора.

Так, в двухступенчатом редукторе ГТУ Т-16 мощностью 80 л. с. фирмы Дейтц предусмотрен специальный контрвал с косозубыми шестернями, благодаря чему роторы двигателя и приводного механизма разгружены от избыточного усилия — как радиального, так и осевого.

КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

ТИПЫ КАМЕР СГОРАНИЯ

Камеры сгорания ГТУ предназначены для сжигания топлива в потоке воздуха, подаваемого компрессором. Химическая энергия топлива превращается в тепловую и сообщается рабочему телу, поступающему из камеры сгорания в турбину. Воздух в камеру сгорания можно подавать непосредственно из компрессора или после подогрева в регенераторе; в ГТУ с несколькими ступенями расширения в камеры сгорания поступает газоз-воздушная смесь, выходящая из соответствующей турбины. В ГТУ применяют камеры сгорания следующих типов: индивидуальные или выносные, секционные, трубчато-кольцевые и кольцевые.

Камера сгорания состоит из корпуса, горелочного устройства с форсункой или газовой горелкой, пламенной трубы и смесителя. Камеры сгорания — это весьма теплонапряженные топочные устройства, что предъявляет к их конструкции ряд специфических и жестких требований. Для поддержания устойчивого горения в зоне, ограниченной пламенной трубой, необходимо иметь факел с температурами до 2000° С; с другой стороны к сопловому аппарату турбин должен подаваться достаточно равномерный поток газа с температурой порядка 700—800° С. Поэтому в пределах камеры должен осуществляться не только процесс эффективного сгорания топлива, но и перемешивание горячих продуктов сгорания со вторичным воздухом.

Если к габаритам индивидуальных камер сгорания обычно не предъявляют жестких требований, то для секционных, трубчато-кольцевых и кольцевых камер весьма существенное значение имеет их длина. Это связано с тем, что подобные камеры чаще всего располагают вокруг вала турбокомпрессора и с уменьшением их длины сокращается расстояние между компрессором и турбиной. В ряде случаев это позволяет выполнить ротор турбокомпрессора двухопорным.

Камеры сгорания разделяют на два типа: прямоточные и противоточные. В прямоточных камерах направление движения охлаждающего воздуха в кольцевом канале между пламенной трубой и корпусом совпадает с направлением движения продуктов сгорания. В противоточных камерах потоки идут навстречу один другому. Противоточная конструкция может создать существенные преимущества с точки зрения общей компоновки ГТУ. При этом появляется возможность охлаждения воздухом, подаваемым от компрессора к камере сгорания горячего газопровода, идущего от камеры к патрубку турбины, и входного патрубка турбины.

Применение противоточных камер секционного, трубчатого и кольцевого типа позволяет уменьшить длину камеры сгорания по сравнению с индивидуальной (рис. 218—220). Для сокращения расстояния между компрессором и турбиной пламенные трубы можно размещать под углом к оси агрегата.

На рис. 221 показана камера с наклонными трубами, на рис. 222 — камера с трубами, расположенными под прямым углом. В результате ротор всего турбокомпрессора выполнен двухопорным. Аналогичный эффект может быть получен и в индивидуальных встроенных камерах сгорания.

Силовой корпус камеры сгорания обычно имеет цилиндрическую форму без фланцевых разъемов вдоль образующих. С внутренней стороны корпус омывается охлаждающим воздухом и его температура близка к температуре воздуха. Поэтому в большинстве случаев корпус камер сгорания можно изготавливать из углеродистой стали. Исключение составляют камеры сгорания вторичного подогрева газов, поступающих из турбины высокого давления. К таким камерам сгорания относится индивидуальная выносная камера низкого давления ГТУ мощностью 50 000 кВт (рис. 223). Ее корпус изготовлен из стали 1X18H9T, так как температура поступающей в нее газовой смеси близка к 600°С. Корпуса секционных камер сгорания небольших диаметров также часто изготавливают из жаропрочных сталей вследствие значительного нагрева их выходной части.

Корпуса встроенных индивидуальных камер сгорания опираются непосредственно на общий корпус турбокомпрессора. Корпуса трубчатых и кольцевых камер сгорания жестко соединяют со стороны входа с корпусом компрессора, а со стороны выхода — с корпусом турбины. На рис. 224 показана установка в выходной части компрессора шести камер сгорания секционного типа. Для восприятия тепловых расширений корпус каждой камеры сгорания снабжен линзовыми компенсаторами. На рис. 225 показана аналогичная камера сгорания.

Одной из главных трудностей компоновки ГТУ с секционными камерами сгорания является сложность доступа к фланцевым

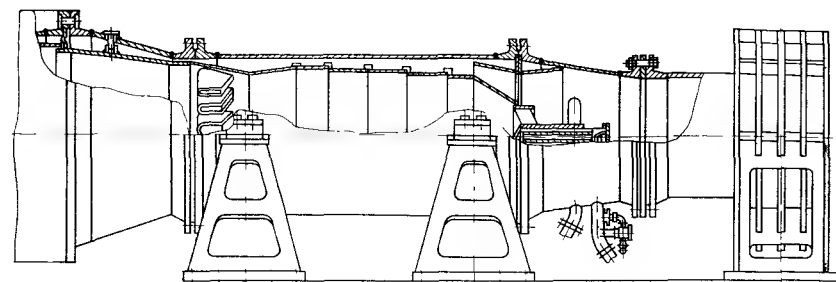


Рис. 218. Камера сгорания высокого давления ГТУ мощностью 50 000 кВт

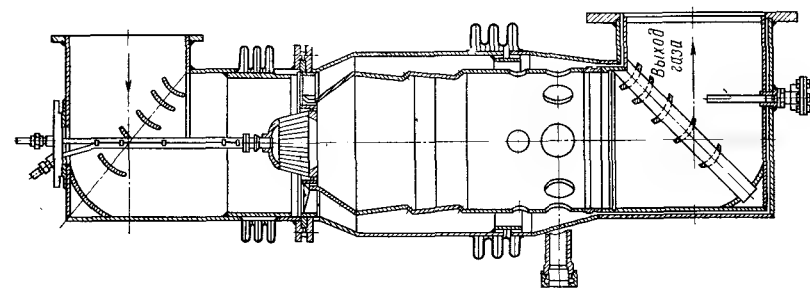
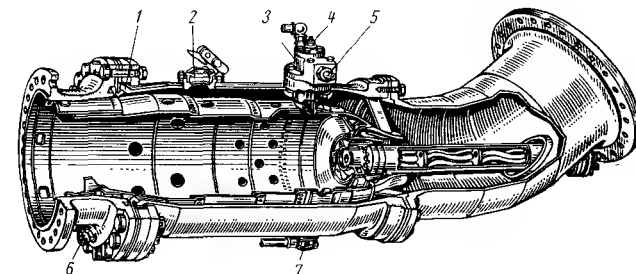


Рис. 219. Камера сгорания ГТУ-6

Рис. 220. Камера сгорания ГТУ RM-60 фирмы Роллс-Ройс:

1 — гибкое соединение; 2 — смотровое окно; 3 — запальное устройство; 4 — трубка подвода топлива; 5 — трубка подвода охлаждающего воздуха; 6, 7 — дренаж



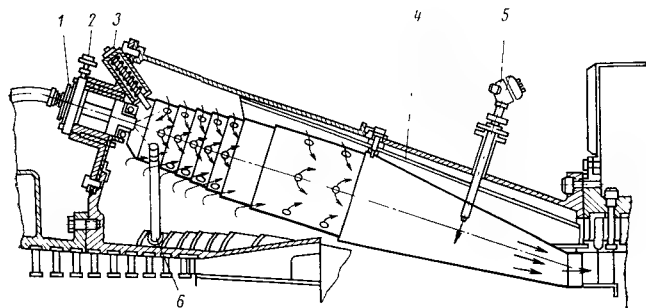


Рис. 221. Камера сгорания ГТУ мощностью 8500 квт фирмы Вестингауз:

1 — форсунка; 2 — регулирующий топливный клапан; 3 — выдвигающая свеча; 4 — экран; 5 — термопара; 6 — пламе-
реборчатый патрубок

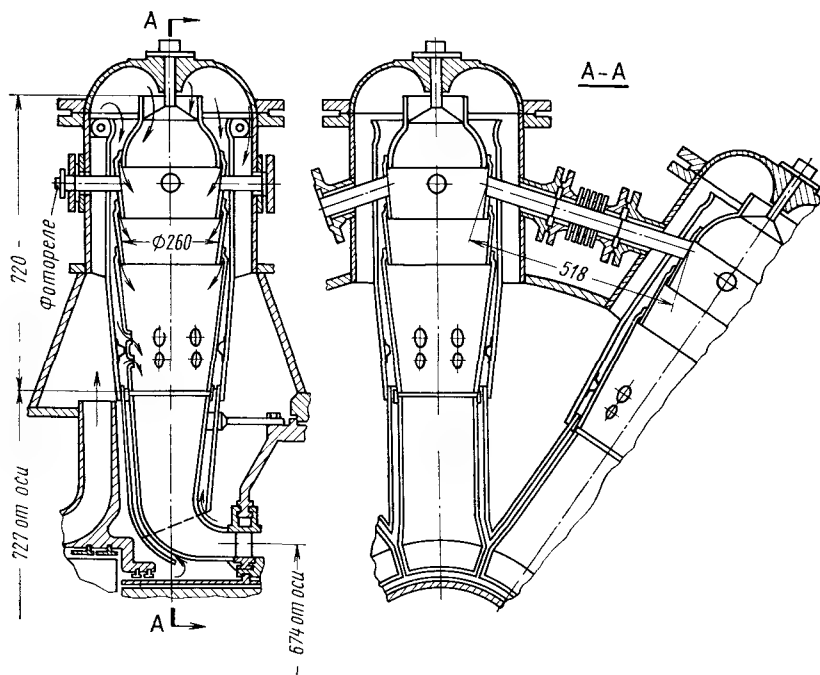


Рис. 222. Камера сгорания установки ГТ-6-750 ТМЗ

разъемам камер сгорания. В камере ГТУ L51C (рис. 225) вместо болтового соединения использованы накладки, чем обеспечивается возможность съема каждой камеры отдельно без каких-либо демонтажных работ на патрубках компрессора или турбины.

Корпуса индивидуальных выносных камер сгорания опирают на отдельные опоры. Если камера жестко соединена с фланцем входного патрубка турбины, применяют не жесткие опоры, а

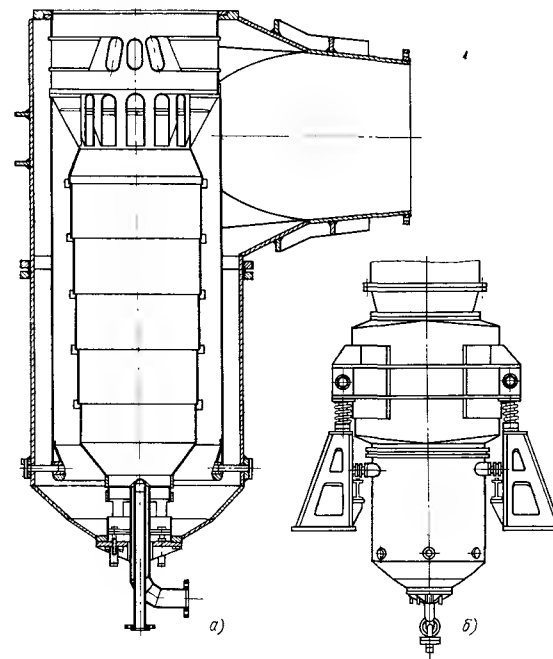


Рис. 223. Камера сгорания низкого давления ГТУ мощностью 50 000 квт:

а — продольный разрез; б — общий вид

пружинные (рис. 223), которые частично разгружают корпус турбины от восприятия массы камеры сгорания. В холодном состоянии на опоры турбины передается примерно $\frac{2}{3}$ полной массы камеры.

При работе ГТУ, когда корпус камеры удлиняется, пружины сжимаются и усилие на опоры турбины уменьшается примерно до $\frac{1}{3}$ массы камеры. На рис. 226 показана камера сгорания, подвешенная на кронштейнах с противовесами, обеспечивающими разгрузку опор турбин независимо от величины тепловых удлинений корпуса.

Характерное крепление камеры сгорания на жестких опорах показано на рис. 218. Лапы корпуса оперты на жесткие опоры и имеют возможность свободно перемещаться в продольном направлении. Фикспункт системы «воздухопровод — камера — турбина» находится около входного патрубка турбины; тепловые расширения всей системы воспринимаются линзовыми компенсаторами, расположенными на воздухопроводе. Иногда корпусам придают овальную форму. В первую очередь такие корпуса применяют в камерах, объединяющих две-три пламенные трубы в одном корпусе (рис. 227 и 228), а также в индивидуальных камерах с ограничениями в габаритах.

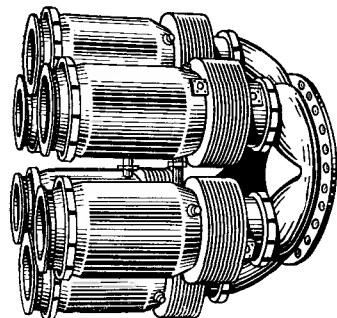


Рис. 224. Блок камер сгорания с напорным патрубком компрессора ГТУ мощностью 2500 квт фирмы Метро — Виккерс

На корпусе камеры сгорания устанавливают гляделки и устройства для контроля горения факела, обычно фотоэлектрического типа. Так как в зависимости от режима

работы факел может перемещаться вдоль внутренней полости пламенной трубы, располагать эти приборы следует таким образом, чтобы факел все время «просматривался» прибором. В част-

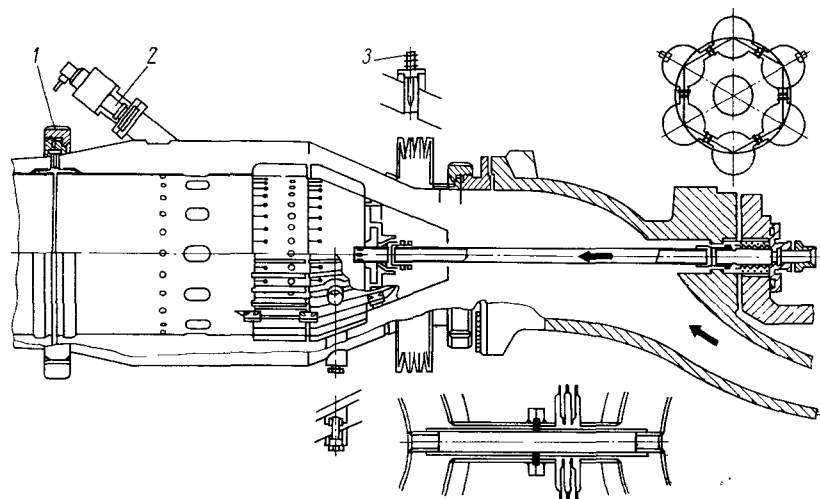


Рис. 225. Камера сгорания ГТУ L51C компании AEI:
1 — кольцевая гайка; 2 — реле; 3 — электрозапал

ности, в камере сгорания, показанной на рис. 225, ось прибора контроля горения факела установлена наклонно к оси камеры сгорания.

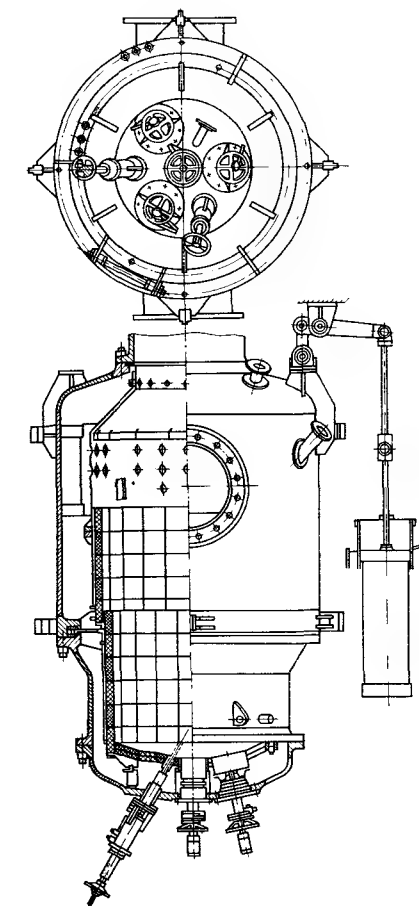


Рис. 226. Камера сгорания ГТУ мощностью 5500 л. с. фирмы Бритиш Томпсон Хаустон

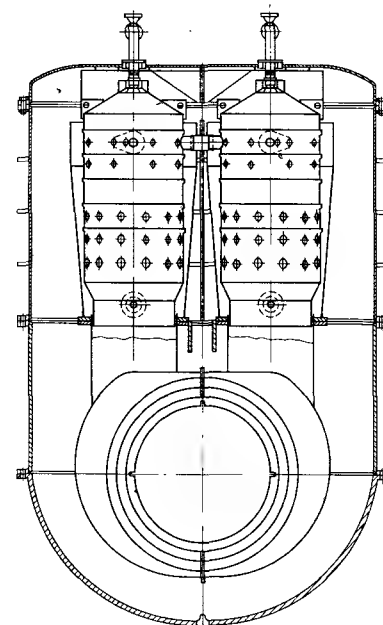


Рис. 227. Камера сгорания ГТУ 305 S фирмы Кларк

В ГТУ мощностью 5500 л. с. фирмы Бритиш Томпсон Хаустон предусмотрено две гляделки, одна из которых связана с системой перископов, позволяющих наблюдать за факелом непо-

средственно с главного пульта управления. В камере имеется два датчика, воспринимающих инфракрасное излучение факела.

Сигнал о срыве факела подается только в том случае, если его фиксируют оба датчика — этим предотвращается остановка агрегата из-за возможных нарушений работы датчиков.

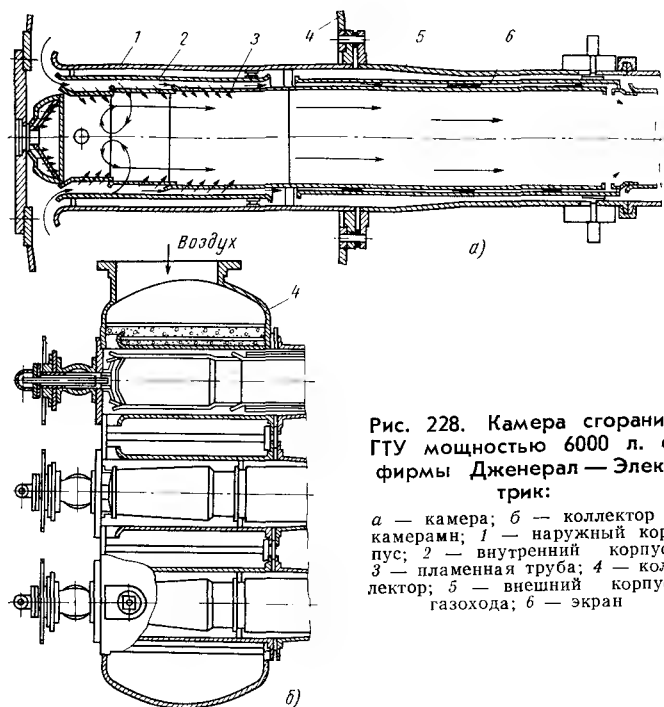


Рис. 228. Камера сгорания ГТУ мощностью 6000 л. с. фирмы Джeneral — Электрик:

a — камера; *б* — коллектор с камерами; 1 — наружный корпус; 2 — внутренний корпус; 3 — пламенная труба; 4 — коллектор; 5 — внешний корпус газохода; 6 — экран

ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Наиболее распространенный тип горелочных устройств — лопаточные завихрители. В индивидуальных камерах сгорания мощных ГТУ часто применяют многогорелочные устройства (рис. 226 и 229). Применение многогорелочных устройств вызвано тем, что максимальная производительность форсунок жидкого топлива ограничена величиной 1500—2000 кг/ч.

Производительность газогорелочных устройств не ограничена и поэтому индивидуальные камеры сгорания мощных ГТУ, работающие на природном газе, имеют по одному горелочному устройству (рис. 218, 223 и 230).

На рис. 231 показано горелочное устройство камеры сгорания высокого давления ГТУ

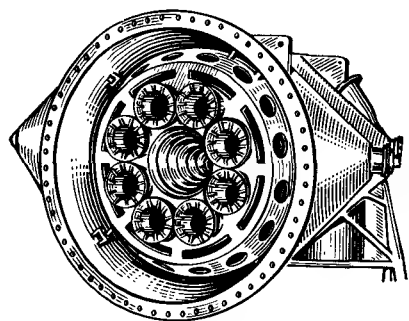


Рис. 229. Камера сгорания ГТУ 305 фирмы Кларк

мощностью 50 000 кВт. Оно состоит из основной и дежурной горелки. Основная горелка представляет собой лопаточный завихритель с полыми лопатками. Природный газ по кольцевому каналу, образованному подводными трубами, поступает в полые лопатки и вдувается в межлопаточные каналы через один ряд мелких отверстий в каждой лопатке. Этим достигается частичное

предварительное смешение горючего газа с первичным воздухом, проходящим в межлопаточных каналах. Дежурная горелка представляет собой конический диск, установленный в центре горелочного устройства, снабженный отверстиями для прохода горючего

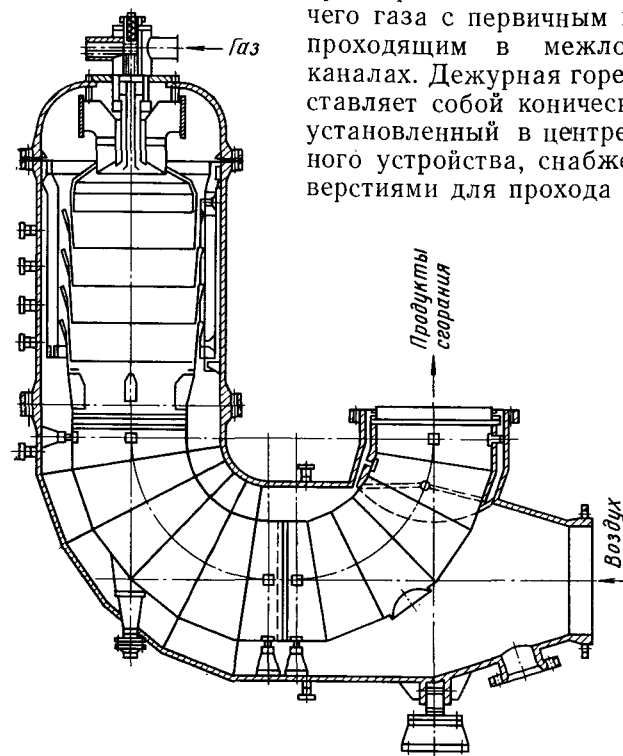


Рис. 230. Камера сгорания установки ГТ-25-700 ЛМЗ

газа и воздуха. При пуске ГТУ вначале зажигают факел дежурной горелки, а затем основной.

Большинство горелочных устройств камер сгорания завихрительного типа имеют пластинчатые лопатки. Газообразное топливо при этом подается в радиальном направлении через отверстия в горелке (см. рис. 225). В горелочном устройстве камеры сгорания установки ГТ-25-700 ЛМЗ (рис. 233) газ вдувают в зону горения через узкий кольцевой канал. В центре горелочного устройства размещена дежурная горелка в виде конического диска с отверстиями. Горелочное устройство камеры сгорания

ГТ-700-5 НЗЛ (рис. 232) также состоит из основной и дежурной горелок. В этой камере имеется три concentрически расположенных завихрителя: два внутренних обеспечивают стабилизацию сгорания факела, внешний служит для закрутки вторичного воздуха, охлаждающего пламенную трубу изнутри. Запальное устройство факельного типа размещено за дежурной горелкой. Дежурная горелка имеет свой завихритель воздуха, поступающего во внутреннюю полость горелки через специальные патрубки.

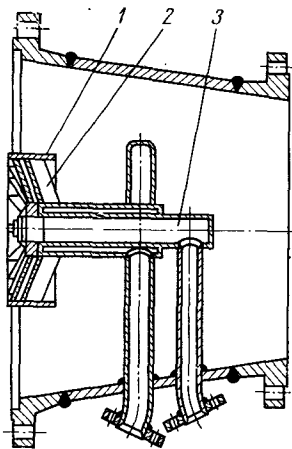


Рис. 231. Горелочное устройство камеры сгорания высокого давления ГТУ мощностью 50 000 кВт:
1 — регистр; 2 — полые лопатки; 3 — дежурная горелка

При сгорании жидких топлив специальной дежурной горелки не требуется. В этом случае применяются механические или воздушно-механические форсунки.

Наиболее часто используются двухступенчатые форсунки, так как в одной ступени центробежной форсунки невозможно достичь необходимой при работе ГТУ глубины регулирования расхода топлива.

Воздушно-механическая форсунка фирмы Джeneral — Электрик показана на рис. 235. Первоначальное дробление топлива в ней происходит при его истечении через мелкие радиальные отверстия, а вторичное — сжатым воздухом, подаваемым навстречу топливу. Топливо-воздушная смесь подвергается дополнительному расширению при выходе из сопла в зону сгорания.

Имеется ряд конструкций горелочных устройств камер сгорания, в которых стабилизация горения факела осуществляется не лопаточным завихрителем, а другими способами. В частности, в камере сгорания, показанной на рис. 234, стабилизация факела достигается вводом воздуха в зону горения при помощи двух дефлекторов; в зоне горения создается два вихря с противоположным направлением вращения. В этой камере может сжигаться как жидкое, так и газообразное топливо. При переходе с одного типа топлива на другой необходимо изменить положение дефлекторов и зазор между чашей и входной частью пламенной трубы.

Дежурные горелки применяют в камерах сгорания, предназначенных для работы на газообразном топливе — они служат как для обеспечения зажигания факела, так и для поддержания устойчивого горения его на промежуточных режимах.

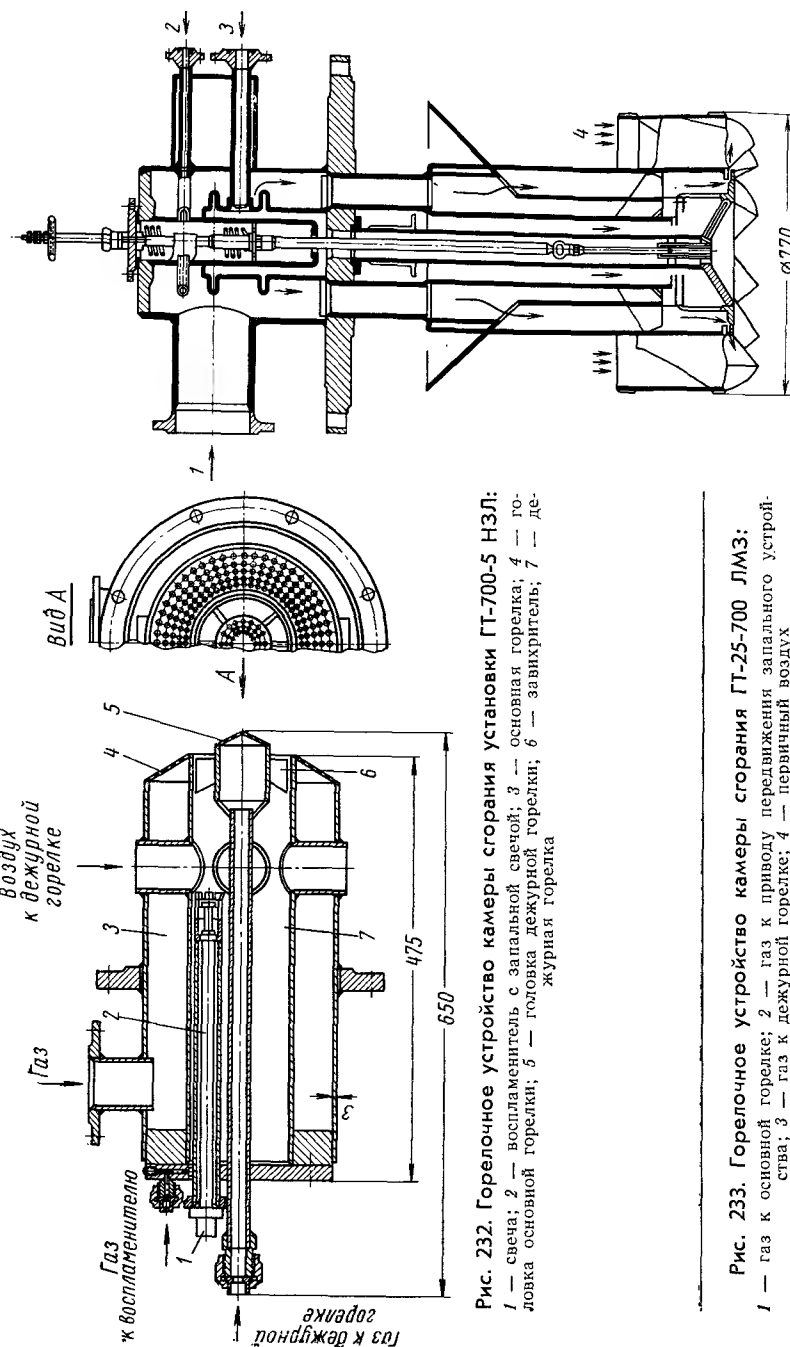


Рис. 232. Горелочное устройство камеры сгорания установки ГТ-700-5 НЗЛ:
1 — свеча; 2 — воспламенитель с запальной свечой; 3 — газ к дежурной горелке; 4 — основная горелка; 5 — головка дежурной горелки; 6 — завихритель; 7 — дежурная горелка

Рис. 233. Горелочное устройство камеры сгорания ГТ-25-700 ЛМЗ:

1 — газ к основной горелке; 2 — газ к приводу передвижения запального устройства; 3 — газ к дежурной горелке; 4 — первичный воздух

Воздушно-механические форсунки допускают достаточно большую глубину регулирования расхода топлива и имеют хорошее качество распыла. Недостатком их является необходи-

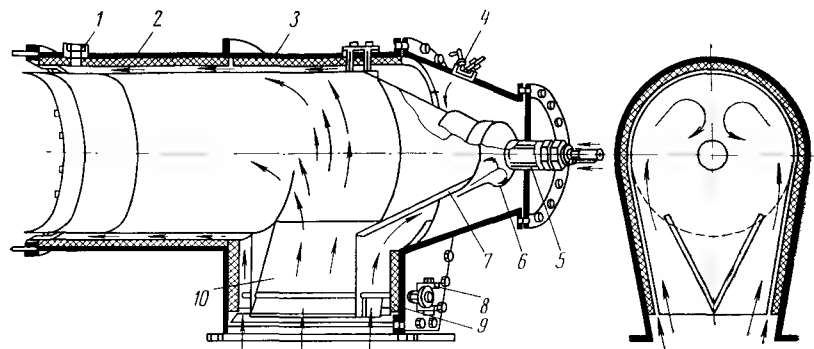


Рис. 234. Камера сгорания ГТУ ТА фирмы Рустон:

1 — смотровое окно; 2, 9 — изоляция; 3 — корпус; 4 — запальное устройство; 5 — форсунка; 6 — завихритель; 7 — диффузор; 8 — привод поворотных лопастей; 10 — поворотные лопасти

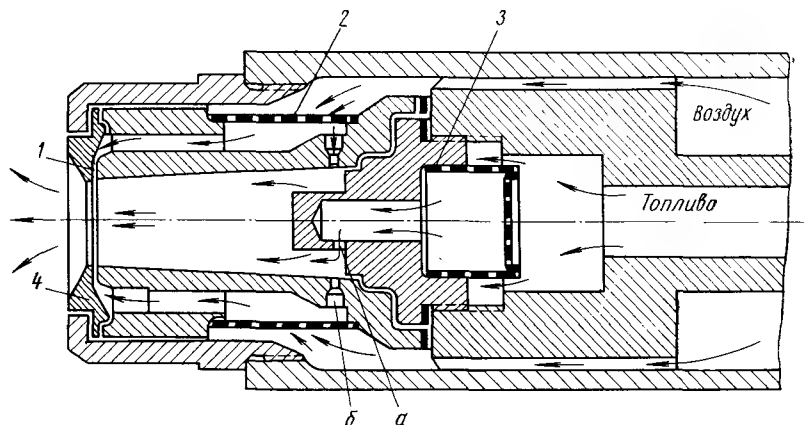


Рис. 235. Воздушно-механическая форсунка фирмы Дженерал—Электрик:

a — радиальные отверстия топливной форсунки; б — тангенциальные отверстия первичного распыления; 1 — кольцевая щель для вторичного распыления воздуха; 2, 3 — сетки; 4 — сопло

мость в дополнительном компрессоре, сжимающем цикловой воздух перед подачей его к форсунке.

В ряде ГТУ малой мощности нашли применение кольцевые камеры сгорания с впрыском топлива через отверстия, выполненные во вращающемся вале установки (см. рис. 194 и 236). Эта система подачи топлива предложена представителем фирмы

Турбомека Шидловским. Топливо поступает от переднего конца двигателя по трубке в передний отсек полого вала турбокомпрессора. Оттуда по восьми радиальным отверстиям оно впрыскивается и мелко распыляется непосредственно в зоне горения благодаря центробежной силе, возникающей при вращении вала. Несмотря на кажущуюся простоту такой конструкции топливной системы, при ее отработке пришлось столкнуться со значительными трудностями. Давление за топливным насосом должно быть очень малым — достаточным только для подачи

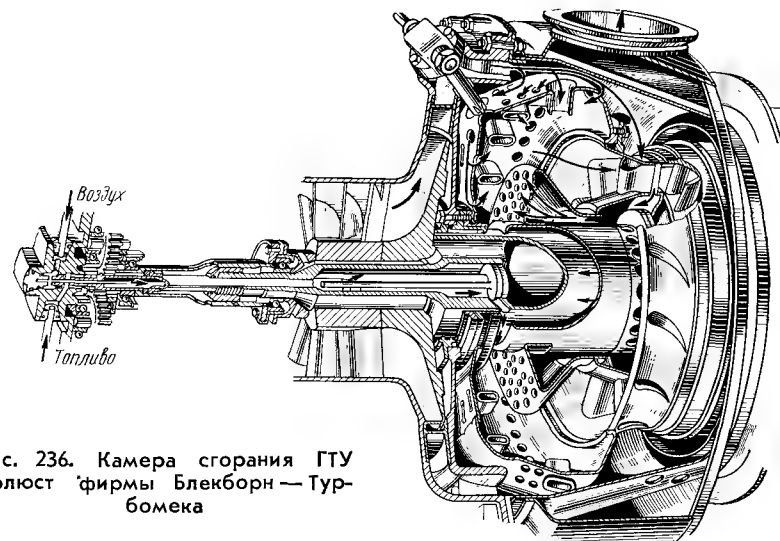


Рис. 236. Камера сгорания ГТУ Пэлэуст фирмы Блекборн—Турбомека

топлива по трубке и полуму вала, так как распыление происходит только за счет центробежных сил. Когда топливо достигает наружной кромки радиального отверстия, оно по касательной отрывается от вала и интенсивно распыляется.

Степень распыления находится в прямой зависимости от числа оборотов вала; от этого же фактора зависит интенсивность и время смещения топлива с воздухом. Опыты показали, что нормальная работа камеры обеспечивается уже при 6000 об/мин, а на пусковых режимах горение начинается при 2500 об/мин. Поэтому при холостом ходе, соответствующем 10 000 об/мин, степень распыления вполне достаточна (номинальное число оборотов вала 35 000 в минуту). В процессе изготовления радиальных отверстий могут быть некоторые отклонения в части их эллипсности или эксцентрисности. Это приводит к неравномерности факела и неравномерному распределению температур относительно вращающегося вала. Так как турбина вращается с той скоростью, что и факел, отдельные группы

рабочих лопаток будут иметь различную температуру. Поэтому в таких системах неравномерность температур, вызванная разницей в сечении форсунок, еще более опасна, чем в обычных камерах сгорания.

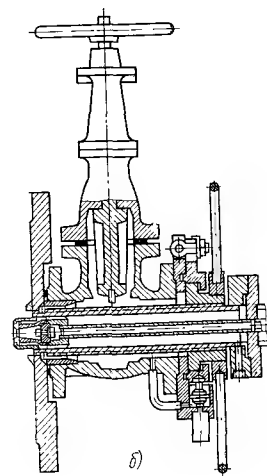
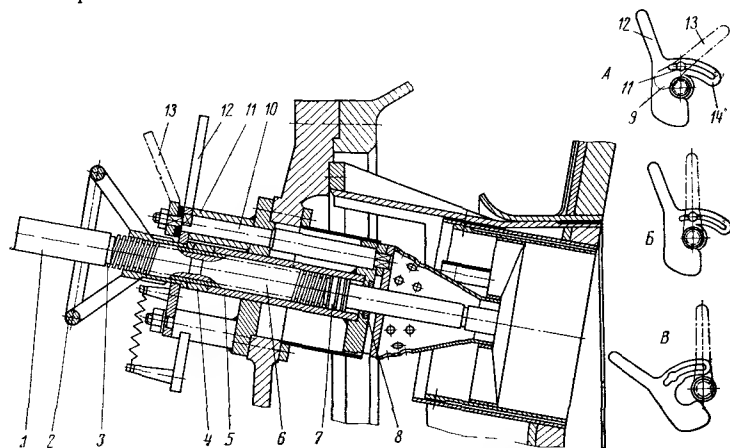


Рис. 237. Механизмы для демонтажа форсунок ГТУ:

а — мощностью 5500 л. с. фирмы Бритиш Томпсон Хаустон; б — мощностью 6000 л. с. фирмы Джeneral-Электрик

Топливо поступает в центральную часть полого вала через неподвижную трубку. В зазор между трубкой и вращающимся валом подается уплотняющий воздух из компрессора, что, с одной стороны, препятствует попаданию топлива в привод вспомогательных механизмов, с другой стороны, — не позволяет маслу, идущему на смазку, попасть в топливную систему. В конце передней части вала турбокомпрессора установлена пробка с кольцевым манжетом, предотвращающим проникновение топлива к турбинным дискам.

Для зажигания служит единственная свеча, установленная вне зоны горения и омываемая холодным воздухом из компрессора.

В многорелочных камерах сгорания, предназначенных для сжига-

ния жидких топлив, применяют механизмы, позволяющие извлекать отдельные форсунки без остановки ГТУ. На рис. 237, а показана конструкция извлекающего механизма четырехгорелочной

камеры сгорания [29]. Форсунки удаляют следующим образом: горелку 1 выдвигают на ход винта 3 вращением маховика 2, причем от вращения горелку удерживает шпонка 4, которая входит в пазы горелки и отверстия в корпусе 6. Шпоночные пазы доходят до внутреннего конца соединенной болтами части, что не позволяет горелке отодвигаться дальше того места, где уплотняющий поршень 7 упирается в шпонку 4. Для снятия горелки необходимо повернуть рычаг 13 из положения А в положение В, причем задвижка 9, насаженная на валик 10, закроет отверстие 8, и лыски штифта 11 совпадут с пазом 14. Поворотом

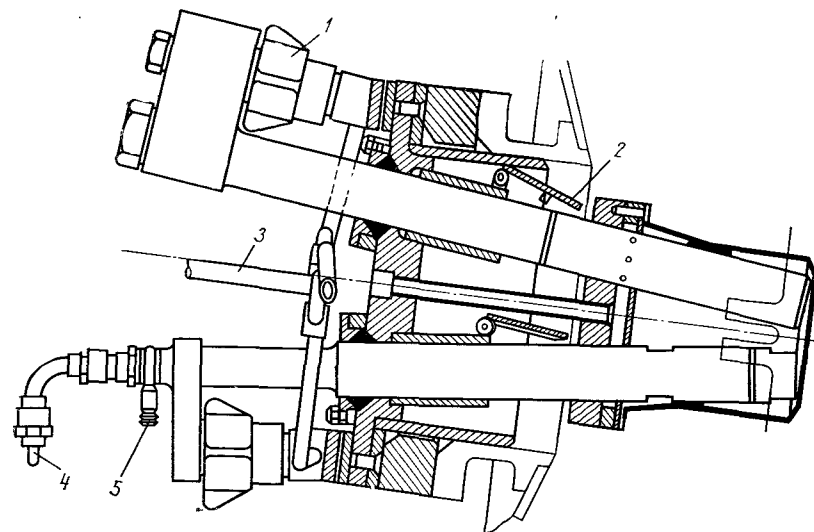


Рис. 238. Механизм для демонтажа форсунок ГТУ ТА фирмы Рустон:

1 — соединительная муфта; 2 — обратный клапан; 3 — трубопровод подвода основного топлива; 4 — зажим для подключения провода высокого напряжения; 5 — штуцер подвода пускового топлива

рычага 12 в положение В горелка освобождается для удаления. Положение задвижки 9 заблокировано пазом 14, что исключает возможность случайного ее открытия. Когда горелка отсутствует, задвижка 9 прижимается к стенке корпуса давлением газа, причем внутренняя полость корпуса сообщается с атмосферой через отверстие 5. Рычаг 12 снабжен пружиной, которая удерживает его в одном или другом крайнем положении. Для предотвращения проворачивания маховика от вибрации предусмотрен простой замыкающий механизм.

На рис. 237, б показана форсунка с механизмом, допускающим ее удаление в период работы установки. Для этого форсунку вытягивают на определенную длину, а отверстие закрывают задвижкой, отсекающей полость камеры сгорания от окружа-

щей среды. В устройстве для замены форсунок имеется блокировочный винт, не позволяющий вынимать форсунку, прежде чем не прекращена подача топлива и распыляющего воздуха.

На рис. 238 показан блок форсунок камеры сгорания ГТУ ТА фирмы Рустон. Наличие обратных клапанов 2 позволяет извлекать форсунки во время работы установки.

ПЛАМЕННЫЕ ТРУБЫ

Поскольку пламенные трубы камер сгорания находятся в очень тяжелых температурных условиях, основной задачей при их конструировании является обеспечение эффективного охлаждения стенок. Обычно материалом для изготовления пламенных труб служат высокожаропрочные сплавы. Иногда пламенную трубу выполняют футерованной огнеупорными керамическими блоками (см. рис. 226).

В современных камерах сгорания предусматривают охлаждение стенок пламенных труб как с внешней, так и с внутренней сторон.

В камерах сгорания ГТУ малой мощности преобладают перфорированные трубы. Обычно труба охлаждается извне воздухом, протекающим в кольцевом зазоре между трубой и стенкой, а изнутри — путем вдувания воздуха через мелкие отверстия. Пламенная труба укреплена около горелочного устройства со стороны выхода продуктов сгорания, где последняя обечайка пламенной трубы опирается на кольцо, прикрепленное ко входному патрубку турбины. Это обеспечивает свободу тепловых расширений пламенной трубы.

Пламенные трубы камер сгорания высокого и низкого давления ГТУ мощностью 50 000 кВт состоят из отдельных обечаек, соединенных между собой при помощи сухарей (см. рис. 218 и 223). В кольцевые зазоры между двумя соседними обечайками вдувается вторичный воздух, охлаждающий стенки обечаек изнутри. Кроме того, предусмотрено внешнее охлаждение стенок пламенной трубы. В камере сгорания низкого давления с верхним боковым подводом для этой цели введен специальный экран, обеспечивающий необходимое движение воздуха вдоль внешней поверхности пламенной трубы.

Пламенную трубу камеры сгорания высокого давления крепят при помощи радиальных цилиндрических пальцев, расположенных около первой обечайки, и вилок с продольными шпонками, установленных в зоне смесителя. Такая конструкция крепления пламенной трубы обеспечивает свободу тепловых расширений при сохранении концентричности горелочного устройства и корпуса. Выходная коническая обечайка смесителя с

зазором входит в обечайку переходного конуса, которым камера сгорания соединена со входным патрубком турбины. Между входным кольцом пламенной трубы и бандажом горелочного устройства также предусмотрен зазор.

Пламенная труба камеры сгорания низкого давления опирается верхним фланцем на расточку в верхней части ее корпуса. Для сохранения центровки пламенной трубы относительно корпуса предусмотрено 12 радиальных шпонок, жестко закрепленных в корпусе и входящих в радиальные пазы по периферии фланца пламенной трубы. Внизу кольцо, приваренное к входному конусу пламенной трубы, центрируется по бандажу горелочного устройства. Экран камеры в нижней части прикреплен к корпусу шестью радиальными пальцами, а сверху центрируется по внешней поверхности последней обечайки пламенной трубы. Для исключения вибраций и повышения жесткости экрана примерно на половине его высоты установлены вилки, скользящие по продольным шпонкам, приваренным к корпусу камеры сгорания.

Для повышения эффективности охлаждения пламенных труб в ряде конструкций применяют ребра, приваренные к внешней поверхности пламенной трубы (см. рис. 225). На входном конусе и первой обечайке (деталей, работающих в наиболее тяжелых температурных условиях) установлены продольные ребра. Пламенная труба прикреплена к корпусу при помощи радиальных штифтов. Характерным являются надрезы на обечайках и сверления их концов. Этим улучшаются условия работы обечаек при тепловых расширениях.

Пламенные трубы камер сгорания этой ГТУ соединены между собой пламперебросными патрубками, которые устанавливаются в зоне горения и служат для воспламенения факелов в соседних камерах сгорания при пуске (запальные устройства устанавливают обычно только на двух-трех камерах). Для восприятия тепловых расширений пламперебросные патрубки должны быть снабжены компенсаторами (линзовыми или сальниковыми). Патрубки выполняют двухстенными — их соединяют раздельно: внутренние полости пламенных труб и полости, в которых движется вторичный воздух. Пламперебросные патрубки способствуют выравниванию давлений в соединяемых полостях, что весьма важно для уменьшения опасности так называемого камерного резонанса (см. гл. IV).

На рис. 239 показана жалюзийная пламенная труба. Она состоит из штампованных конических обечаек, набранных в жестком каркасе. В зазорах между обечайками проходит вторичный воздух. Таким образом достигается весьма эффективное охлаждение пламенной трубы. Жалюзийные пламенные трубы обычно применяют при небольших размерах камер, так как изготовление крупных конических обечаек связано с технологиче-

скими затруднениями. Пламенные трубы вертикальных камер сгорания большого диаметра в ряде случаев выполняют смешанными — в зоне горения пламенная труба выполнена из отдельных ребристых элементов, остальная часть — в виде одно- или двухстенных обечайек.

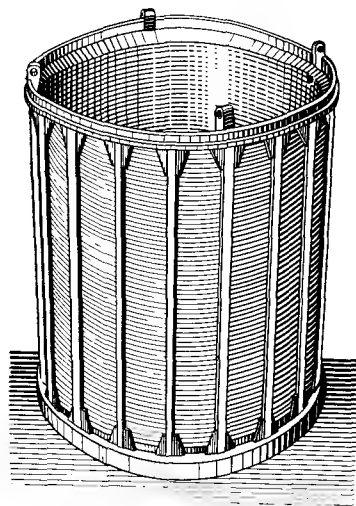


Рис. 239. Пламенная труба камеры сгорания ГТУ ЕМ-27Р фирмы Инглиш Электрик

На рис. 240 показаны ребристые элементы, из которых набраны верхние секции пламенной трубы камеры сгорания ГТУ фирмы Броун — Бовери. Эти элементы скобами 3 свободно подвешены на тонкостенную обечайку, закрепленную в корпусе камеры сгорания. Лист 2 каждого элемента обращен к факелу. Вторичный воздух вначале проходит между ребрами 1, охлаждая их, а затем вдувается вдоль следующего ряда элементов, образуя защитную пленку. Такая конструкция обеспечивает достаточно эффективное охлаждение и характеризуется хорошими эксплуатационными показателями, но весьма громоздка и дорогостоящая.

Соединение обечайек пламенной трубы при помощи гофрированной ленты (рис. 241) позволяет обеспечить равномерный за-

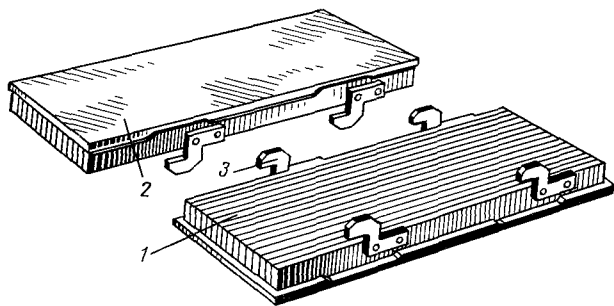


Рис. 240. Ребристый элемент камеры сгорания ГТУ фирмы Броун — Бовери

зор для прохода охлаждающего воздуха, а также получить достаточную жесткость пламенной трубы. В этой ГТУ в общем корпусе трубчато-кольцевой камеры сгорания находится шесть пламенных труб, которые со стороны входного конуса прикреп-

лены к горелочному устройству при помощи кронштейнов. При разборке камеры одновременно с горелкой вынимается и соответствующая пламенная труба.

Корпус камеры сгорания имеет горизонтальный разъем. Воздух из регенераторов поступает к камере снизу по двум патрубкам. Благодаря достаточно большому пространству между корпусом и пламенными трубами происходит равномерное распределение воздуха, несмотря на односторонний его подвод. Это обстоятельство имеет весьма важное значение, так как при неравномерном поступлении воздуха к отдельным трубам секционной или трубчато-кольцевой камеры сгорания возникают температурные перекосы перед лопаточным аппаратом турбины. Пламенные трубы снабжены двумя пламеперебросными патрубками. Горелочное устройство крепится к корпусу при помощи фланца.

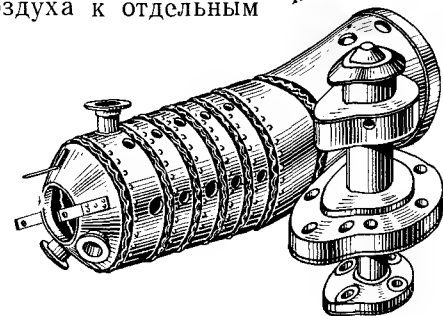


Рис. 241. Пламенная труба и газовая горелка ГТУ мощностью 8500 квт фирмы Вестингауз

Обычно пламенные трубы не имеют горизонтального разреза. Этот факт объясняется значительной склонностью их стенок к короблению, происходящему в связи с высоким уровнем и неравномерным распределением температур в стенках. Исключение составляют некоторые конструкции кольцевых камер сгорания, в которых из-за условий сборки и разборки нельзя выполнить пламенную трубу цельной. На рис. 243 показано соединение элементов пламенной трубы при помощи скоб и выступов. Охлаждающий воздух вдувается внутрь пламенной трубы через два последовательно расположенных кольцевых зазора, равномерность которых обеспечивается гофрированными лентами между обечайками. Кольцевые камеры сгорания применяют почти исключительно в ГТУ малой мощности. Это объясняется сложностью создания достаточно жесткой конструкции пламенной трубы больших размеров.

Пламенная труба, охлаждаемая главным образом с внутренней стороны, изображена на рис. 244. В ней установлен вторичный кольцевой завихритель, через который проходит вторичный воздух. Закручиваясь, воздух движется вдоль внутренней поверхности пламенной трубы, интенсивно охлаждая ее. Такой принцип охлаждения пламенной трубы использован в камере сгорания, показанной на рис. 234. Вихревое движение воздуха в ней обеспечено организацией ввода воздуха внутрь пламенной трубы.

В трубчато-кольцевых камерах сгорания пламенные трубы располагают, как правило, симметрично относительно оси турбины. При несимметричном расположении камер (см. рис. 242 и рис. 227) должна быть тщательно отработана конфигурация входного патрубка турбины и обеспечена синхронность работы отдельных камер во избежание неравномерности поля скоростей и температур перед сопловым аппаратом. Требование к синхронной работе камер, хотя и в несколько



Рис. 242. Пламенные трубы ГТУ 305 S фирмы Кларк



Рис. 243. Пламенная труба ГТУ «Сатурн» фирмы Солар

меньшей степени, предъявляется ко всем секционным и трубчато-кольцевым камерам сгорания. Синхронность работы камер определяется точностью изготовления узлов отдельных пламенных труб и корпуса, а также синхронностью работы горелочных устройств. Узлы и детали пламенных труб и корпусов камер сгорания изготавливают главным образом из листового материала при помощи сварки. Поэтому несмотря на применение технологических приспособлений не всегда удается достаточно точно изготовить все пламенные трубы. При изготовлении форсунок для жидкого топлива из-за допусков при обработке их деталей также не всегда достигается одинаковая производительность. В связи с этим приходится доводить опытным путем камеры сгорания и форсунки в процессе испытаний установок, чтобы устранить неравномерное распределение температур перед турбиной.

Опасность перекоса температурного поля перед турбиной из-за несинхронности работы камер может быть уменьшена установкой специального прибора, сигнализирующего о разности температур за отдельными камерами сгорания.

В обеих камерах сгорания ГТУ-6 установлены термопары, подключенные к гальванометру таким образом, что при одинаковой температуре стрелка прибора стоит на нуле, а ее отклонение свидетельствует о разности температур. При неравномерной температуре стрелка включает сначала звуковой сигнали-

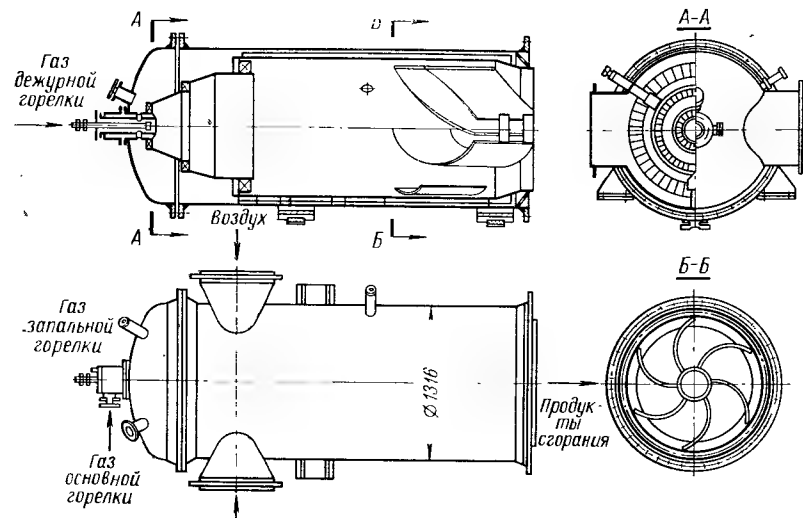


Рис. 244. Камера сгорания установки ГТ-700-5 НЗЛ

затор, а затем дает импульс на закрытие стопорного клапана [16].

В кольцевых камерах сгорания условия для создания равномерного газового потока на выходе несколько лучше. При доводке этих камер основное внимание уделяется подбору форсунок с одинаковой производительностью. С точки зрения экспериментальной отработки новых конструкций камер сгорания секционные и трубчато-кольцевые камеры предпочтительнее, так как для их испытания нужно гораздо меньше воздухоудельных средств, чем для испытания индивидуальных и кольцевых камер сгорания.

СМЕСИТЕЛИ

В камерах сгорания применяют главным образом смесители двух видов — дырчатые и трубчатые. Дырчатые смесители устанавливают на камерах сгорания малых и средних диаметров,

трубчатые — преимущественно на камерах сгорания больших диаметров. Это объясняется необходимостью увеличения пробивной силы струи воздуха и приближения ее устья к центру камеры. Смесители выполняют одно-, двух- и многорядными. Отверстия или патрубки смесителя размещают на последних обечайках пламенных труб. Форма отверстий или патрубков смесителя может быть круглой или овальной, расположение — коридорное или шахматное. Дырчатые смесители показаны на рис. 241—243 и др., трубчатые — на рис. 218, 223, 230 и др. Чтобы края патрубков смесителя не обгорали, их обычно скашивают; иногда в патрубках устанавливают продольные перегородки для создания более мощного потока воздуха вдоль патрубка (см., например, первый ряд смесителя на рис. 223).

Патрубок смесителя крепят к обечайке пламенной трубы при помощи сварки. Целесообразно предварительно приварить к пламенной трубе утолщенную накладку, к которой затем приварить патрубок. В местах соединений патрубка с накладкой и накладки с обечайкой пламенной трубы выполняют прорези, завершенные по концам.

Окончательно новую конструкцию смесителя доводят обычно экспериментальным путем. Главной характеристикой работы смесителя является степень неравномерности температур потока продуктов сгорания за камерой. При индивидуальных камерах стремятся получить наиболее равномерное распределение температур в газовом потоке. Этому способствует наличие одного или нескольких поворотов потока в газопроводе, соединяющем камеру сгорания с турбиной.

В ГТУ 305 фирмы Кларк для хорошего уравнивания поля температур перед соплами турбины и полного исключения заброса пламени в проточную часть камера сгорания расположена на большом расстоянии от турбины и связана с ней длинным патрубком. Расстояние от выходного сечения камеры до соплового аппарата превышает 3600 мм.

В секционных, трубчато-кольцевых и кольцевых камерах сгорания, располагающихся вокруг вала турбины, часто предпочитают задавать специальное распределение температур по высоте канала перед сопловым аппаратом турбины. Профиль температур задают таким образом, чтобы максимум находился примерно на расстоянии $2/3$ высоты лопатки от ее корня, а к вершине и корню лопатки эта температура снижалась.

Камеры сгорания газотурбинных установок Невского машиностроительного завода снабжены смесителями лопаточного типа (рис. 244), которые состоят из втулки и шести лопастей. Эти лопасти отклоняют периферийные слои охлаждающего воздуха к наиболее горячей центральной зоне камеры. Окончательно смесь перемешивается в трубопроводе за смесителем.

Современные ГТУ предназначены для работы на двух основных видах топлива — жидком и газообразном.

Жидкое топливо к камерам сгорания в большинстве случаев подается насосом высокого давления. В ГТУ применяют насосы плунжерного, шестеренчатого или винтового типов. Насос может приводиться в действие электродвигателем или непосредственно от вала ГТУ. Последний вариант наиболее часто применяется в установках малой мощности. Кроме насоса высокого давления, обычно устанавливают подкачивающий топливный насос, который забирает топливо из бака и подает его к насосу высокого давления.

Легкие и средние сорта топлив обычно не нужно предварительно подогревать, а топлива типа мазутов и специальные газотурбинные топлива должны быть перед подачей к форсункам подогреты в специальных теплообменниках — электрических или паровых. Иногда для подогрева топлива используют тепло уходящих из турбины газов. В некоторых автономных установках применяют топливно-масляные теплообменники, в которых смазочное масло охлаждается за счет подогрева топлива. Обычно топливо подогревают за насосом высокого давления, непосредственно перед подачей его к регулирующим органам форсунок.

Вопросы, связанные с фильтрацией топлива перед подачей его к форсункам камер сгорания ГТУ, имеют первостепенную важность, так как попадание даже весьма мелких посторонних частиц в каналы форсунок ведет, как правило, к перекосу факела и соприкосновению его со стенками пламенной трубы, которые при этом очень быстро прогорают. В таких случаях горение сопровождается дымлением и полнота горения снижается.

Жидкое топливо перед подачей к форсункам должно очищаться как минимум в две ступени — в фильтрах грубой очистки (обычно сетчатых или пластинчатых) и тонкой очистки (фетровых). Кроме того, весьма полезно непосредственно перед каждой форсункой установить в трубопроводе небольшой сетчатый или щелевой фильтр. Газообразное топливо нужно очищать перед регулировочными и стопорными клапанами ГТУ, чтобы исключить попадание посторонних частиц под седла клапанов. При попадании посторонних частиц под седла клапанов возможно неплотное их закрытие и просачивание газообразного топлива в камеру сгорания при неработающей установке, что может повлечь за собой взрывы образующейся при этом газозоо-душной смеси.

В газотурбинных установках фирмы Бадворт используется топливная система низкого давления с испарительными форсунками — давление топлива в ней очень незначительно превышает

давление воздуха в камере сгорания. С повышением числа оборотов двигателя и соответственно давления воздуха в камере подача топлива уменьшается — этим достигается автоматическое поддержание чисел оборотов.

В ГТУ ТА фирмы Рустон предусмотрена возможность работы ее на двух видах топлива — жидком и газообразном, причем замена топлива может производиться без остановки агрегата [50] (рис. 245). Регулятор скорости 1 воздействует одновременно на профильный шток 10 газового клапана и на клапан 3 жидкого топлива. Камера сгорания имеет двойную горелку. Форсунка 6 жидкого топлива расположена в центре, газовая горелка 7 — по периферии. Основное топливо — газовое. При переходе на

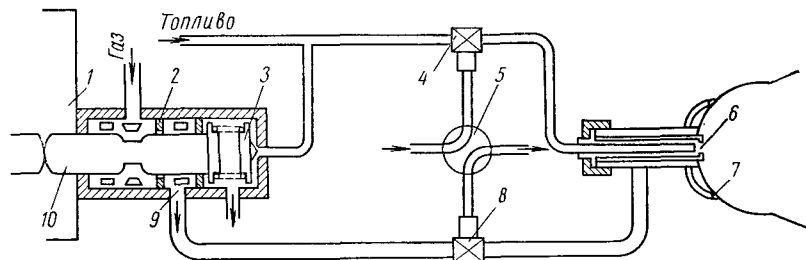


Рис. 245. Топливная система ГТУ ТА фирмы Рустон:

1 — регулятор скорости; 2 — калиброванное сопло; 3 — клапан жидкого топлива; 4, 8 — сервоклапаны; 5 — край переключения; 6 — форсунка; 7 — газовая горелка; 9 — газовый трубопровод; 10 — шток

жидкое топливо предварительно включается насос и магистраль заполняется топливом под давлением. Поворотом крана 5 сервоклапан 4 на магистрали жидкого топлива открывается, сервоклапан 8 на газовой магистрали закрывается и топливо поступает к форсунке под давлением, задаваемым регулятором 1.

ЗАПАЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Одним из условий надежной эксплуатации камеры сгорания является создание работоспособного запального устройства для воспламенения факела при пуске установки.

Конструкции запальных устройств весьма разнообразны. Во многих ГТУ применяют искровые и искродуговые свечи. Чаще всего их вдвигают в зону горения перед пуском, а после зажигания факела возвращают в исходное положение. Преимуществом выдвижных свечей является их длительный срок службы, так как в течение всего периода работы установки они удалены от зоны высоких температур и не загрязняются частицами топлива и сажи. В качестве привода перемещения свечей применяют электродвигатели, пневматические устройства и т. д. В камере

сгорания ГТУ-25-700 ЛМЗ (см. рис. 233) для перемещения свечи используется давление горючего газа.

Искровые свечи являются недостаточно мощным источником зажигания и обеспечивают воспламенение факела, только будучи установленными или введенными перед пуском в определенную точку зоны горения. Поэтому в ряде случаев предпочитают применять факельные свечи, которые устанавливают неподвижно на корпусе камеры сгорания и соединяют коротким патрубком с зоной горения. Факельная свеча состоит из небольшой форсунки (или газовой горелки), неподвижно установленной относительно искровой свечи. При пуске камеры сгорания вначале зажигают факельную свечу, от которой воспламеняется основной факел; свечу затем выключают. В камере сгорания ГТ-700-5 НЗЛ (рис. 232) факельную свечу неподвижно устанавливают перед завихрителем, где она омывается воздухом, поступающим в камеру сгорания. Факел свечи при пуске проникает между лопатками завихрителя и воспламеняет факел дежурной горелки. Обычно предусматривается блокировка, препятствующая открытию газовых клапанов при неработающем запальном устройстве.

Дежурными горелками снабжены почти все камеры сгорания, работающие на природном газе и других газообразных топливах. Они служат не только для воспламенения факела основной горелки, но и для поддержания устойчивого горения в камере на различных режимах. Необходимость такой стабилизации горения связана с узкими пределами воспламенения природного газа. Дежурные горелки выполняют обычно диффузионного типа (т. е. с «плохим смешением»), чем обеспечивается достаточная устойчивость их работы во всем диапазоне заданных режимов. Управление подачей газа к дежурной горелке осуществляется отдельным клапаном.

ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

Промежуточное охлаждение воздуха между компрессорами позволяет при одном и том же расходе воздуха поднять полезную мощность газотурбинной установки примерно на 30% благодаря тому, что объемный расход воздуха после охладителя уменьшается приблизительно на $\frac{1}{3}$ и последующий компрессор, сжимая меньший объем воздуха, потребляет меньшую мощность. К. п. д. установки в целом мало зависит от промежуточного охлаждения, так как отобранное в воздухоохладителе тепло должно быть возвращено в дальнейшем в камеру сгорания.

Однако промежуточное охлаждение воздуха связано со значительным усложнением конструктивной схемы, применением дополнительных теплообменных аппаратов и системы водоснабжения, усложнением эксплуатации установки. В процессе эксплуатации сложных ГТУ с несколькими ступенями сжатия отмечались затруднения в компенсации температурных расширений воздухопроводов большого диаметра, повышенные потери давления в воздушном тракте между компрессорами, эрозийный износ облопачивания второго компрессора каплями воды, сконденсировавшейся в воздухоохладителе, загрязнения теплообменной поверхности как по воздушной, так и по водяной стороне.

Несмотря на внешнюю простоту подобных аппаратов и накопленный богатый опыт эксплуатации теплообменников в различных областях техники, применение воздухоохладителей в ГТУ усложняет конструкцию и эксплуатацию всей установки. Поэтому использование схем с промежуточным охлаждением воздуха, очевидно, целесообразно только в том случае, если это связано с существенным технико-экономическим эффектом или вызвано специальными условиями работы установки (ГТУ замкнутого цикла, судовые ГТУ, установки большой мощности и т. п.).

Воздух между компрессорами в стационарных и судовых ГТУ охлаждают путем прокачки воды через теплообменную поверхность аппарата. Попытки использовать для охлаждения атмосферный воздух предпринимаются только в транспортных установках; практическое решение этой задачи достигнуто в автомобильном газотурбинном двигателе 704 фирмы Форд.

Вследствие большой разницы в плотности теплоносителей коэффициент теплоотдачи со стороны воды во много раз превышает коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха. Учитывая большие расходы воздуха в ГТУ и значительные количества отбираемого в воздухоохладителях тепла, для сокращения размера и массы этих аппаратов в большинстве воздухоохладителей используют трубчатые теплообменные поверхности с оребрением по воздушной стороне.

Эксплуатационные характеристики воздухоохладителя связаны с возможностью очистки его по воздушной и водяной стороне. Воздушная сторона при эксплуатации аппарата в принципе загрязняться не должна, но опыт работы показывает, что в воздухе часто содержатся масляные пары, заносимые в воздухоохладитель из окружающей атмосферы, из воздушных фильтров или переднего подшипника компрессора и осаждающиеся вместе с содержащейся в воздухе пылью на внешней стороне трубок.

В практике эксплуатации газотурбинных установок наблюдались также случаи коррозии внешней поверхности трубок из-за попадания в входной тракт компрессора выпускных газов турбины, содержащих окислы серы. В воздухоохладителе окислы серы в сочетании с конденсирующейся влагой образовывали серную кислоту, разъедающую медные ребра и трубки.

Профильные трубы можно чистить мягкими капроновыми или волосяными ершами при продольном их перемещении; эта операция весьма трудоемка и не во всех случаях обеспечивает необходимое качество очистки — особенно на участках с малым радиусом (например, в кормовой части каплеобразных труб). Мягкие илестые отложения иногда удается удалить, промывая теплообменники водой под высоким давлением. Хороший эффект даст введение в водяную струю мелких частиц песка, однако при этом могут повреждаться внутренние поверхности трубы. В последние годы разработано устройство для очистки отложений водой под давлением до 840 кг/см^2 . Используют также химические способы очистки трубок.

Однако несмотря на применение различных способов очистки профильных труб, использование последних требует определенной чистоты охлаждающей воды и установки фильтров и очистительных сооружений. Поэтому при выборе типа теплообменной поверхности для воздухоохладителей должны также учи-

тываться конкретные условия эксплуатации газотурбинных установок.

В воздухоохладителях ГТУ нашли применение трубчатые поверхности теплообмена с поперечным пластинчатым оребрением.

Проволочное петлевое оребрение трубчатых поверхностей (рис. 246) используется широко в воздухо- и газоохладителях электрических генераторов, а также в воздухоохладителях газотурбинных установок (Ленинградский металлический завод, фирма Метро — Виккерс и др.).

Значительным преимуществом трубок с проволочным петлевым оребрением перед другими типами оребренных трубок яв-

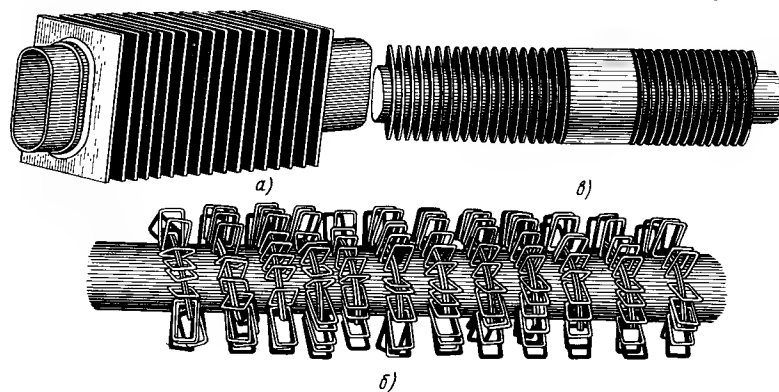


Рис. 246. Оребренные трубы:

а — плоская с пластинчатым оребрением; б — с проволочным петлевым оребрением; в — с цельным спиральным оребрением

ляется возможность механизации и автоматизации процесса их изготовления. Технология изготовления подобных трубок освоена на многих заводах.

При использовании такой поверхности для воздухоохладителей ГТУ основная трудность заключается в компоновке трубчатого пучка. При высокой эффективности, подобные поверхности обладают значительными гидродинамическими сопротивлениями, поэтому для обеспечения приемлемых потерь давления по воздушной стороне трубный пучок должен иметь малую глубину по ходу воздуха и большие размеры по фронту, даже при сравнительно малых абсолютных объемах трубного пучка. Это в значительной степени ограничивает применение воздухоохладителей подобного типа не только в транспортных, но и в стационарных газотурбинных установках.

Во Всесоюзном научно-исследовательском институте металлургического машиностроения (ВНИИМЕТМАШ) разработан весьма эффективный технологический способ изготовления круглых труб с цельным спиральным оребрением (рис. 246, в). Тех-

нология процесса основана на постепенном выдавливании непрерывного спирального ребра по наружной поверхности толсто-стенной заготовки путем прокатки ее тремя валками, расположенными под углом 120° . Оси валков несколько наклонены, что обеспечивает получение винтовой поверхности ребра. Такая технология позволяет изготавливать биметаллические трубы.

Биметаллические трубы с оребрением из алюминиевого сплава и внутренней латунной трубой используют в воздухоохладителях газотурбинных установок Ленинградского металлического завода им. XII съезда КПСС.

КОНСТРУКЦИИ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Конструкция воздухоохладителя зависит в первую очередь от компоновки газотурбинной установки. Возможны три основных варианта компоновки воздухоохладителей: обособленное

расположение с подводом и отводом воздуха отдельными трубопроводами (рис. 247), установка воздухоохладителя непосредственно на напорном патрубке ком-

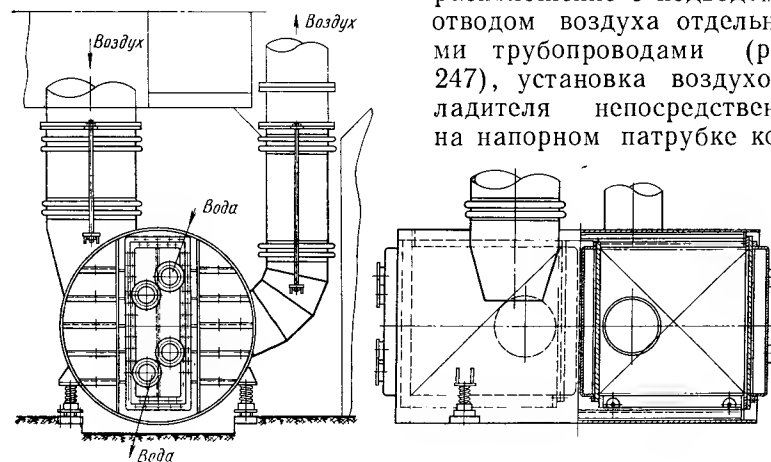


Рис. 247. Воздухоохладитель ГТУ типа ГТ-25-700 ЛМЗ

прессора с отводом воздуха в последующий компрессор по трубопроводу и встроенная конструкция охладителя между двумя компрессорами в общем корпусе. Все три типа компоновки нашли применение в современных ГТУ.

В стационарных установках, работающих по открытому циклу, воздухоохладители обычно рациональнее располагать на трубопроводе между компрессорами, хотя такое расположение и увеличивает габариты установки. Место для расположения аппарата в этом случае может быть выбрано наиболее благоприятным с учетом удобства его монтажа и обслуживания. Существенным преимуществом такой компоновки является то, что

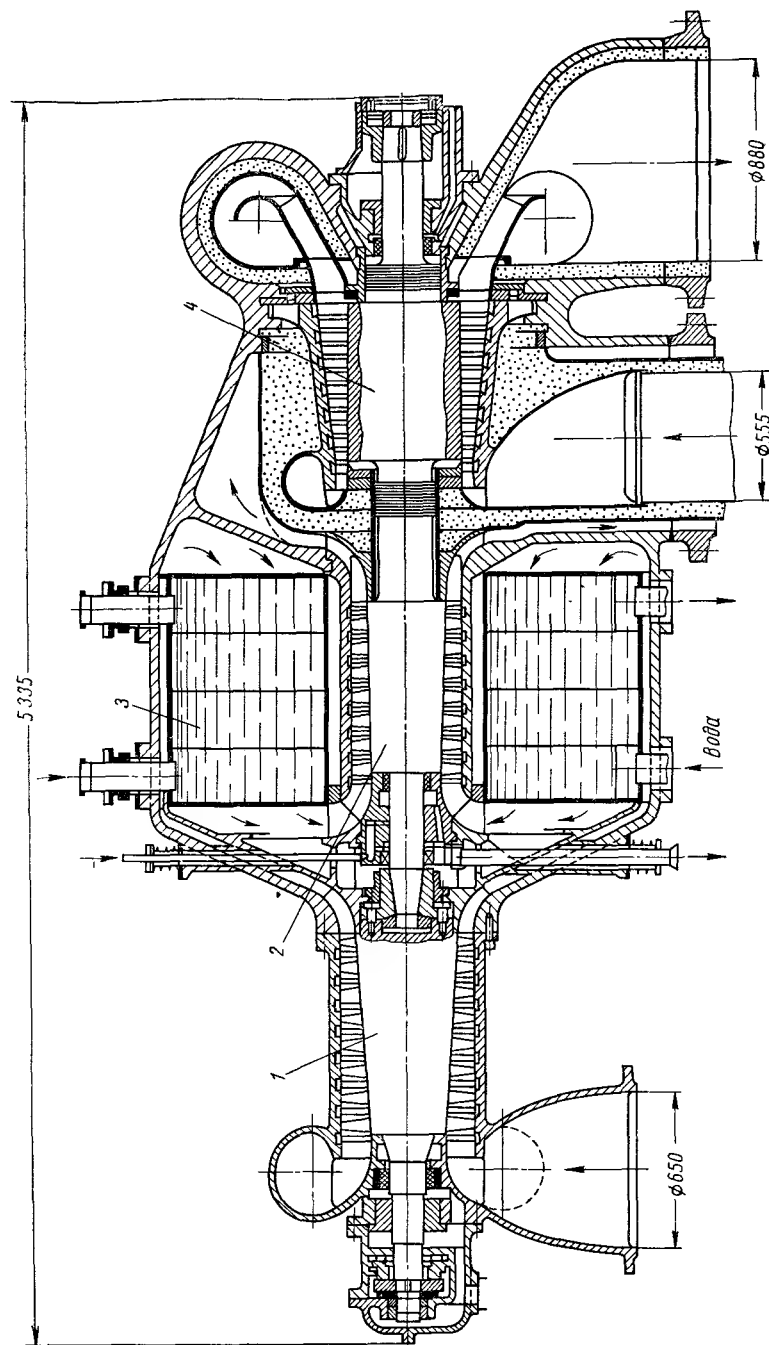


Рис. 248. ГТУ мощностью 15 000 квт фирмы Эшер — Висс со встроенным воздухоохладителем:
1 — компрессор низкого давления; 2 — компрессор высокого давления; 3 — воздухоохладитель; 4 — турбина

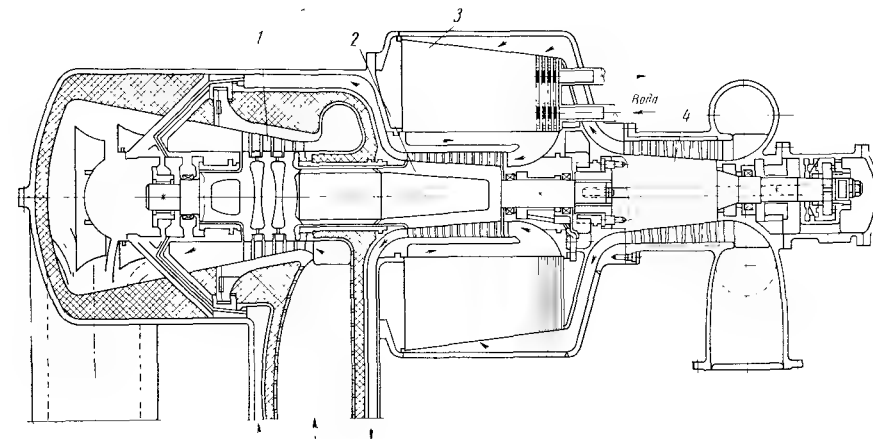


Рис. 249. ГТУ фирмы Эшер — Висс со встроенным воздухоохладителем:
1 — турбина; 2 — компрессор высокого давления; 3 — воздухоохладитель; 4 — компрессор низкого давления

масса охладителя передается непосредственно на фундаментные опоры и не нагружает корпус компрессора.

Установка воздухоохладителя на напорном патрубке компрессора обеспечивает компактность всей установки. В такой конструкции следует особенно тщательно профилировать напорный патрубок компрессора и входную часть корпуса охладителя, чтобы обеспечить равномерный подвод воздуха к трубам.

Встроенная конструкция охладителя имеет преимущественное применение в ГТУ, работающих по замкнутому циклу. Основным преимуществом такого расположения охладителей является компактность установки, отсутствие соединительных воздуховодов

проводов между компрессорами, осевая симметрия конструкции. На рис. 248 и 249 показаны газотурбинные агрегаты фирмы Эшер — Висс со встроенными воздухоохладителями. Обе установки предназначены для работы по замкнутому циклу. Напорные патрубки компрессоров низкого давления имеют хорошо развитые диффузоры и благоприятную форму входной воздушной камеры охладителя, обеспечивающую равномерный подвод воздуха к фронту трубного пучка. Воздух в охладителе может быть направлен параллельно оси агрегата (рис. 248) и радиально от периферии к центру (рис. 249). Встроенная конструкция воздухоохладителей позволяет выполнить агрегат с меньшим числом опорных подшипников и без развитых концевых уплотнений, что особенно важно в установках замкнутого цикла с высоким уровнем давления. По данным зарубежной печати подобные компоновки применяют также в ГТУ для работы на ядерном топливе.

В воздухоохладителях с вертикальным расположением трубок в пучке подвод и отвод воды желательно осуществлять снизу — это упрощает коммуникации в пределах машинного зала на электростанции и обеспечивает лучшее удаление грязевых отложений, осаждающихся в нижних водяных камерах

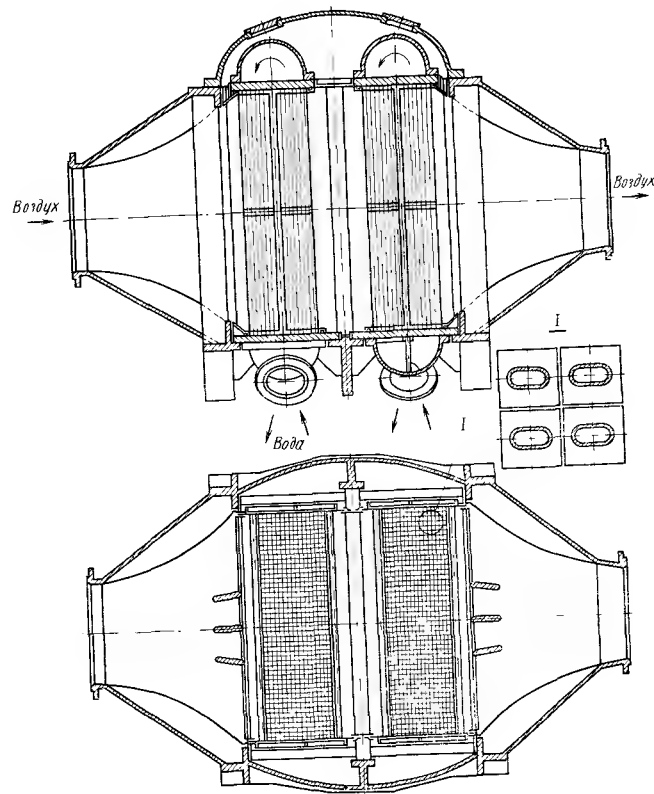


Рис. 250. Воздухоохладитель ГТУ мощностью 50 000 квт

(рис. 250). Возможны схемы воздухоохладителя с верхним подводом и отводом воды.

В судовых установках из-за условий компоновки агрегатов в машинном отделении и малого располагаемого напора по воде преимущественное распространение получили воздухоохладители с горизонтальным трубным пучком и одним протоком по воде (рис. 251).

Конструкция трубного пучка должна быть жесткой и прочной с тем, чтобы при выемке и ревизии пучка не было перекосов и нарушения плотности крепления трубок.

Трубки в трубных досках обычно крепят вальцовкой. Если сечение трубки принято профильным, концам трубок перед вальцовкой придают круглую форму. Вальцовка трубок обеспечивает достаточно прочное и плотное соединение. Пайка трубок к доскам не получила применения ни в стационарных, ни в судовых установках. В судовых установках пайка вообще исключена, так как оловянистый припой и материал трубок создают гальваническую пару в морской воде.

Дополнительная жесткость в ряде конструкций обеспечивается путем соединения трубных досок прочными боковыми стен-

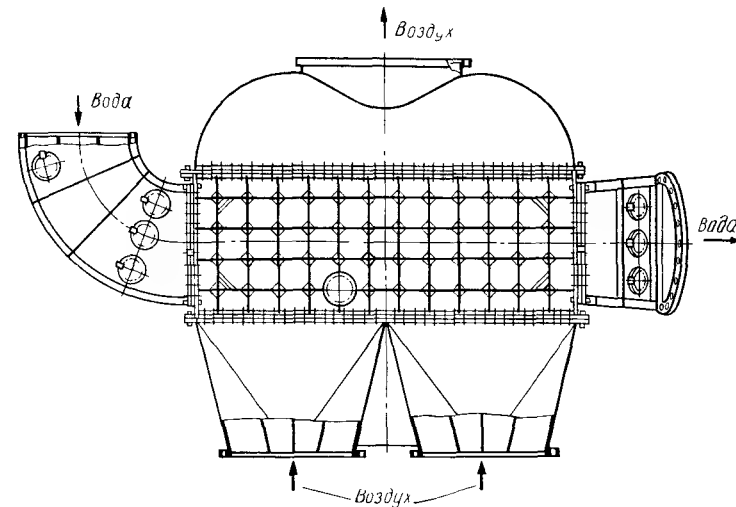


Рис. 251. Воздухоохладитель установки ГТУ-20 ЛКЗ

ками, которые одновременно служат направляющими экранами для потока воздуха. Известные конструкции, когда боковые стенки трубного пучка создают прочный корпус. В некоторых охладителях трубные доски соединяют тягами и распорками. Однако жесткая связь трубных досок рациональна только при невысоких температурах воздуха, когда разница в удлинениях относительно холодных трубок и более горячих связывающих элементов невелика, иначе возможна деформация трубного пучка и нарушение плотности в местах вальцовки трубок. Исходя из этого, в охладителях с высокой начальной температурой воздуха рациональнее не связывать трубные доски жестким соединением и предоставить трубкам свободу расширений.

Форма корпуса воздухоохладителя определяется формой трубного пучка, однако при больших давлениях воздуха независимо от конструкции трубного пучка корпусу аппарата прида-

ют цилиндрическую или приближающуюся к ней форму, противостоящую внутреннему давлению воздуха.

Основным требованием, предъявляемым к конструкции корпуса и подводящего воздушного патрубка, является создание равномерного поля скоростей перед теплообменным элементом. Особое значение имеет это требование при использовании оребренных трубок, так как при этом воздух не всегда может перераспределяться внутри пучка и искажение поля скоростей на входе сохраняется по всей глубине пучка, ухудшая тепловые и аэродинамические характеристики аппарата.

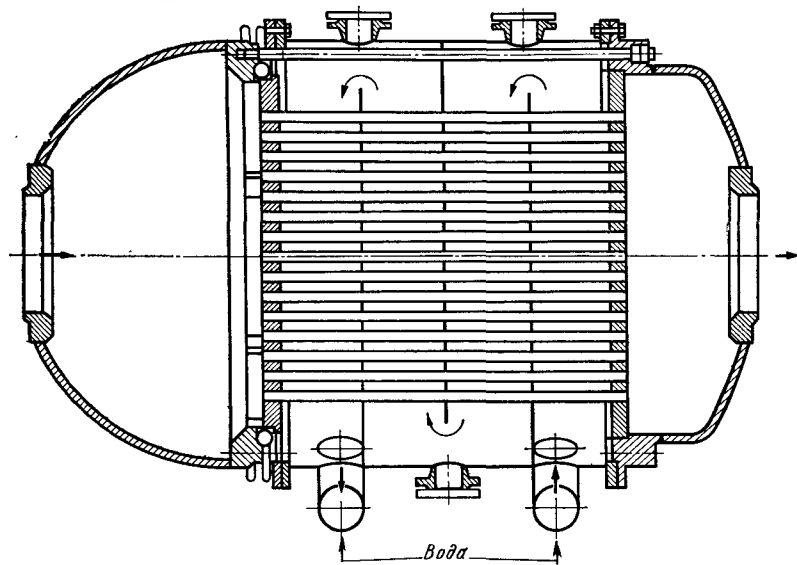


Рис. 252. Воздухоохладитель замкнутой ГТУ фирмы Эшер — Висс (установка цикла Лафлер на гелии)

На рис. 252 показан аппарат, предназначенный для специальных условий работы в составе замкнутой ГТУ. Принятая схема движения теплоносителей дает возможность использовать хорошо освоенную фирмой теплообменную поверхность с гофрированным оребрением (такое оребрение применяют в регенераторах ГТУ) и обеспечивает ряд конструктивных преимуществ аппарата: умеренные поперечные размеры, цилиндрическую форму корпуса и малые толщины стенок при высоком давлении рабочей среды, удобство компоновки. Однако движение воды в межтрубном пространстве исключает возможность очистки поверхности по водяной стороне механическими способами и предъявляет очень строгие требования к качеству охлаждающей воды — вплоть до применения конденсата.

Особо следует обратить внимание на удаление воды, конденсирующейся в аппарате при охлаждении влажного атмосферного воздуха. Количество конденсата при высокой температуре и влажности атмосферного воздуха может быть весьма значительным. Опыт эксплуатации ГТУ показал, что без применения специальных устройств сконденсировавшаяся влага не может быть полностью удалена через дренажные отверстия в нижней части корпуса и большое количество капель увлекается потоком воздуха в проточную часть последующего компрессора, вызывая эрозионный износ рабочих лопаток и коррозию воздухопроводов, корпуса, ротора и уплотнений.

Для удаления влаги из воздуха за трубным пучком воздухоохладителя устанавливаются сепараторы (элиминаторы). Конструкция сепараторов основана на двух принципах — на отделении влаги за счет центробежного эффекта при повороте потока, движущегося с большой скоростью, и на омывании медленно движущимся потоком стенок волнистых каналов; в этом случае содержащиеся в воздухе капли воды собираются на стенках каналов и стекают вниз в поддон сепаратора. Сепаратор первого типа характерен высоким уровнем скоростей, заметными потерями давления и не особенно высокой степенью влагоотделения. Его преимуществом является компактность: сепаратор не требует специального места для размещения и может быть установлен непосредственно в колене воздухопровода, идущего от охладителя к компрессору.

В сепараторах второго типа потери воздуха в связи с малой его скоростью пренебрежимо малы, влага отделяется практически полностью, но габаритные размеры сепаратора весьма значительны — его поперечное сечение не меньше размера фронта трубного пучка воздухоохладителя. Наиболее удобно размещать такой сепаратор в корпусе воздухоохладителя непосредственно за трубным пучком.

Проблема сепарации влаги в воздухоохладителях на сегодняшний день разработана недостаточно и опыт эксплуатации сепараторов не накоплен. Чтобы избежать усложнения конструкции воздухоохладителя и увеличения потерь давления в воздушном тракте, конструкторы предпочитают сепараторы не устанавливать, а при высокой влажности поднимать температуру воздуха за охладителем выше точки росы путем сокращения расхода охлаждающей воды.

В ГТУ мощностью 50 000 кВт предусмотрено двухкратное охлаждение воздуха между компрессорами. Воздухоохладители (рис. 250) высокого и низкого давления имеют одинаковую конструкцию и отличаются только размерами. Для более полной утилизации тепла, отводимого от воздуха, охладители выполнены двухсекционными с последовательным расположением секций по ходу воздуха. Через первую секцию проходит вода из тепло-

фикационной сети, через вторую — охлаждающая циркуляционная вода.

В летнее время можно пропускать циркуляционную воду через обе секции, чем обеспечивается пониженная температура воздуха за охладителем. Каждая секция выполнена двухпроточной по воде с подводом и отводом воды снизу. Секции крепят по контуру нижней толстой трубной доски, и они имеют возможность расширяться независимо от корпуса, так как верхние трубные доски не закреплены.

Теплообменная поверхность воздухоохладителей образована плоскими трубками с прямоугольным пластинчатым оребрением. Материал труб — латунь, ребер — медь. Трубные доски и крышки водяных камер толстостенные, так как давление теплофикационной воды составляет 15 кг/см^2 . Корпуса выполнены в виде каркасов из стоек толщиной 40—60 мм с приваренными к ним стенками и патрубками толщиной 12 мм в охладителе низкого давления и 16 мм в охладителе высокого давления. Для лучшего восприятия внутреннего давления стенки, патрубки и крышки имеют криволинейные формы, составленные из цилиндрических и конических элементов. Материал всех элементов охладителей, за исключением теплообменной поверхности, — углеродистая сталь.

Во входном и выходном патрубках корпусов воздухоохладителей установлены тонкостенные диффузоры. Большое внимание уделено предотвращению перетечек воздуха мимо трубных пучков. Для этого боковые стенки подведены вплотную к оребренным трубкам, предусмотрены различные щитки, уплотнения и т. п. В четырех точках нижней части корпуса выполнены дренажные отверстия для слива воды, конденсирующейся из воздуха при его охлаждении.

Конструкция компактных водяных камер показана на рис. 253.

В ГТУ мощностью 5000 кВт фирмы Джeneral — Электрик по условиям компоновки агрегатов в машинном зале электростанции применен раздвоенный поток воздуха и газа, поэтому воздухоохладитель выполнен в двух корпусах, включенных параллельно по воздушному тракту. В каждом корпусе установлено по две секции, расположенные последовательно по ходу воздуха. При этом используются стандартные секции воздухоохладителей электрических генераторов. Секции выполнены двухпроточными по водяной стороне и соединяются по воде последовательно. Таким образом, в каждом из двух корпусов располагают по две секции с одним ходом по воздуху и четырьмя протоками по воде. Теплообменная поверхность секции составлена из 150 медных оребренных трубок диаметром 25,4 мм. Оребрение образовано лентой, навитой по спирали и припаянной к трубке. Высота ребра 9,5 мм, шаг оребрения 2,8 мм. Расстояние между труб-

ными досками 1985 мм. Теплообменная поверхность по воздушной стороне каждой секции равна 245 м^2 .

Для восприятия внутреннего давления воздуха корпус охладителя имеет круглую форму там, где расположены секции и в зоне подвода и отвода воздуха. Чтобы придать корпусу дополнительную жесткость, предусмотрены стяжки с каждой стороны секции. Подвод и отвод воздуха выполнены в нижней части

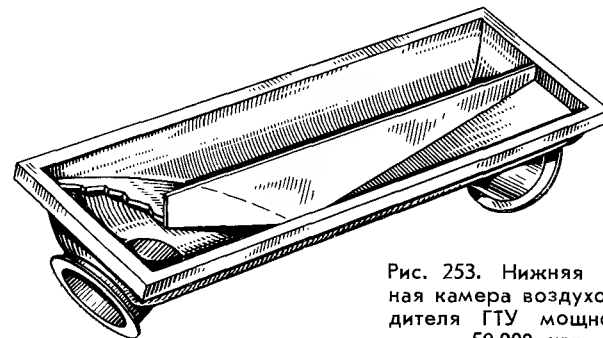


Рис. 253. Нижняя водяная камера воздухоохладителя ГТУ мощностью 50 000 кВт

корпуса, а воздухопроводы расположены под машинным залом.

На рис. 254 показан воздухоохладитель стационарной ГТУ.

ГТУ фирмы Джон Браун мощностью 12 500 кВт работает по замкнутому циклу с высоким давлением в системе. В схеме ус-

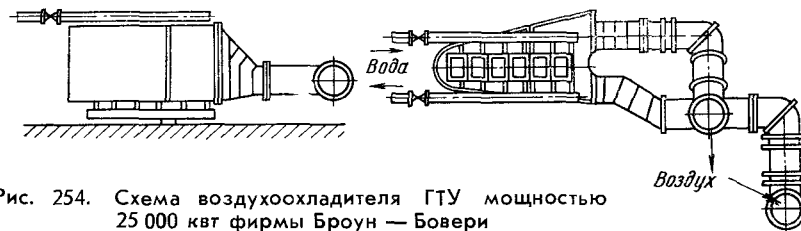


Рис. 254. Схема воздухоохладителя ГТУ мощностью 25 000 кВт фирмы Броун — Бовери

тановки предусмотрены четыре воздухоохладителя, два из которых описаны ниже.

Воздухоохладитель низкого давления, располагающийся между компрессорами низкого и среднего давления, имеет кольцевую форму трубного пучка и цилиндрический корпус (рис. 254). Воздухоохладитель выполнен четырехходовым по воздуху и однопроточным по воде. Многократное движение воздуха от периферии к центру и обратно обеспечивает выравнивание температуры трубок внутренних и наружных рядов. Это особенно важно при кольцевой форме трубного пучка, так как при несоблюдении этого условия возможна деформация трубной

доски и нарушение крепления трубок. Трубный пучок образован 1494 трубками с оребрением. Наружный диаметр трубки 11 мм, диаметр по оребрению 28 мм, шаг трубок 32 мм. Расстояние между трубными досками 2635 мм. Трубки закреплены в досках вальцовкой. Цилиндрический корпус выполнен сварным из углеродистой стали. Многократное число ходов по воздуху приводит к значительной потере давления по воздушной стороне — в этом существенный недостаток данной схемы аппарата.

Воздухоохладитель высокого давления выполнен двухходовым по воздуху и однопроточным по воде. Трубный пучок набран из оребренных трубок диаметром 10 мм; диаметр по оребрению 29 мм, шаг трубок 33 мм. Так же как и в охладителе низкого давления, два хода по воздуху обеспечивают примерно одинаковую температуру металла всех трубок и предотвращают перекос трубных досок. Трубный пучок имеет возможность расширяться независимо от корпуса. Вследствие очень высокого давления воздуха в аппарате верхняя трубная доска подкрепляется оребрением. Трубные доски связаны одна с другой жестко при помощи массивных боковых стенок.

В ГТУ мощностью 15 000 кВт фирмы Метро — Виккерс компрессоры низкого и высокого давления соединены длинным трубопроводом, на котором установлен воздухоохладитель. Трубопроводы воздуха и охладитель находятся под полом машинного зала. Расход воздуха составляет 104 кг/сек, давление в охладителе около 3 кг/см². Конструктивно воздухоохладитель выполнен из четырех одинаковых секций, установленных последовательно по ходу воздуха. По воде секции соединены параллельно. Такая схема соединения обеспечивает весьма эффективное охлаждение, но требует повышенного расхода воды. Теплообменная поверхность образована трубками с проволочным петлевым оребрением. В каждой секции 232 трубки (всего 928 трубок) длиной 3650 мм. Наружный диаметр трубки 25,4 мм; материал трубок и трубных досок — латунь.

Корпус воздухоохладителя выполнен сварным из листовой стали, водяные камеры — чугунные, литые. Подвод и отвод воды осуществляется сверху, каждая секция имеет по два протока. Нижние трубные доски с водяными камерами могут свободно расширяться под действием температурных удлинений. Общая масса воздухоохладителя 27 т.

Газотурбинная установка фирмы Эшер — Висс мощностью 2000 кВт работает по замкнутому циклу. Установка имеет два воздухоохладителя: один — промежуточный, между ступенями компрессора, другой — предвключенный, перед компрессором. В первом воздух охлаждается с 76,5 до 20°С при среднем давлении 12,1 ат, во втором — с 146 до 20°С. Характерной особенностью обоих охладителей является их секционность — каждый имеет последовательно расположенные по воздуху секции —

теплофикационную и охлаждающую. Теплообменные поверхности воздухоохладителей образованы круглыми трубками с ленточным спиральным оребрением.

На рис. 255 показан предвключенный охладитель. Каждая секция охладителя состоит из двух трубных пучков. Трубный пучок теплофикационной секции выполнен четырехпроточным по воде. Таким образом, в теплофикационной секции предусмотрено восемь ходов по воде. Пучок охлаждающей секции — двухпроточный, всего в секции четыре хода по воде.

Для лучшего противодействия высокому давлению воздуха корпус воздухоохладителя по своей форме приближается к цилиндру. Плоские стенки корпуса снабжены ребрами жесткости.

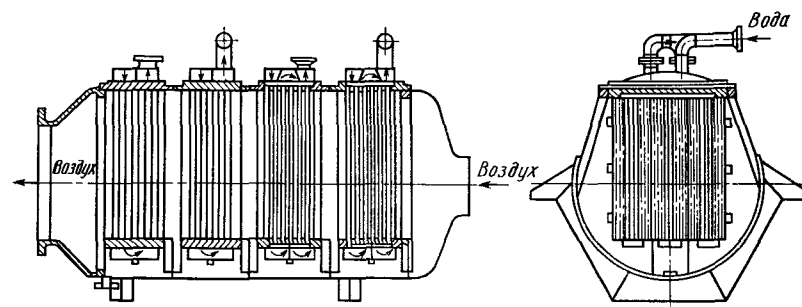


Рис. 255. Воздухоохладитель ГТУ мощностью 2000 кВт фирмы Эшер — Висс

Корпус охладителя присоединен непосредственно к фланцу компрессора — этим объясняется большой диаметр корпуса на выходе воздуха.

Число трубок в теплофикационной секции 960 шт. с общей поверхностью оребрения 480 м². Число трубок в охлаждающей секции 840 шт.; поверхность охлаждения 420 м². Диаметр трубки 16 мм, наружный диаметр оребрения 32 мм.

На рис. 251 показан воздухоохладитель судовой установки ГТУ-20 Кировского завода. Аппарат выполнен одноходовым по воздуху и однопроточным по воде. Теплообменная поверхность образована плоскими трубами с прямоугольным пластинчатым оребрением. Материал труб — медно-никелевый сплав, материал ребер — красная медь. Трубные доски жестко соединены с корпусом; компенсация разности тепловых перемещений трубок и корпуса не предусматривается. Для уменьшения напряжений в трубах и местах их развальцовки в трубных досках предусмотрена внутренняя тепловая изоляция корпуса.

В корабельной ГТУ мощностью 5400 л. с. фирмы Роллс-Ройс устанавливают два охладителя — низкого давления, расположенный между компрессором низкого давления и компрессором

высокого давления, и охладитель высокого давления, расположенный между ступенями компрессора высокого давления.

Назначение установки наложило соответствующий отпечаток на конструкцию воздухоохладителей — они выполнены весьма компактными, с относительно невысокой эффективностью и повышенными сопротивлениями по воздушной стороне. В установке использована самопроточная система с циркуляцией охлажда-

воздуха на выходе из компрессора низкого давления. На рис. 256, а показан разрез одного корпуса. Охладитель выполнен одноходовым по воде и двухходовым по воздуху. Воздух обтекает трубки в поперечном направлении, идет радиально, сначала от центра к периферии, затем в обратном направлении. Трубки развальцованы в крайних трубных досках. Материал трубок — мельхиор. Корпус охладителя благодаря цилиндрической форме хорошо противостоит внутреннему давлению. Материал корпуса — листовая сталь. Водяные камеры отлиты из алюминиевой бронзы. Наружный диаметр трубного пучка около 580 мм.

Воздухоохладитель высокого давления выполнен в одном корпусе (рис. 256, б); по воздуху он имеет один ход, по воде — два. Материалы его элементов те же, что в охладителе низкого давления. Благодаря наличию двух ходов по воде представилась возможность одну из трубных досок жестко закрепить в корпусе, а вторую выполнить плавающей. Температурные перемещения компенсируются сальниковыми уплотнениями, расположенными в месте входа воздухоподводящего патрубка в корпус охладителя. Наружный диаметр трубного пучка около 660 мм.

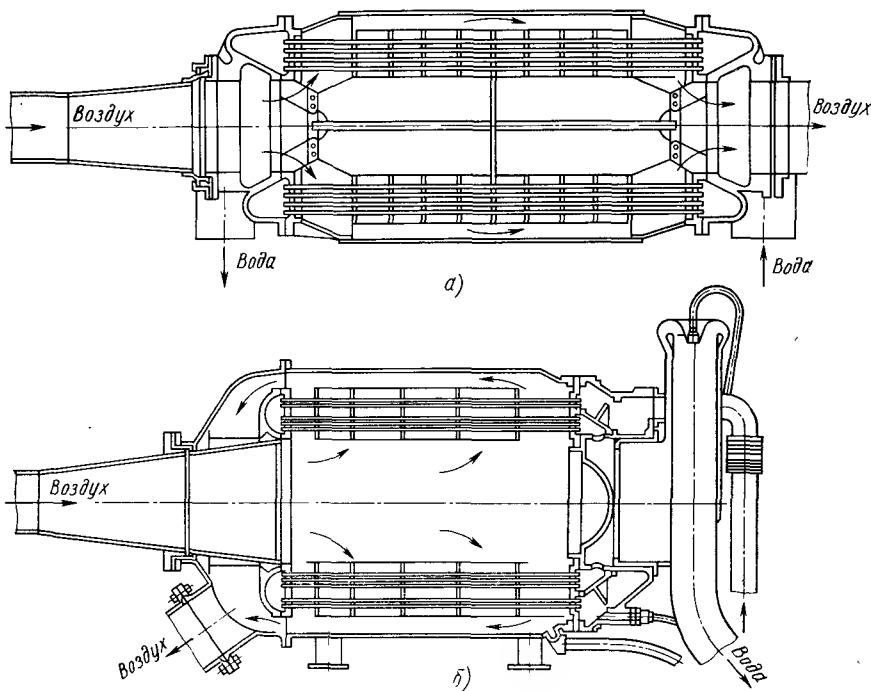


Рис. 256. Воздухоохладители ГТУ RM-60 фирмы Роллс-Ройс:

а — охладитель низкого давления; б — охладитель высокого давления

дающей заборной воды. Для прокачки воды через воздухоохладитель высокого давления на малых и задних ходах в системе предусмотрен специальный небольшой насос с приводом от вала установки.

Оба охладителя имеют кольцевую форму трубного пучка и корпуса. Теплообменная поверхность образована гладкими трубками, диаметр которых составляет около 6 мм. Только благодаря столь малому диаметру и тесному расположению трубок удалось добиться компактности гладкотрубных аппаратов.

Воздухоохладитель низкого давления состоит из двух параллельно расположенных корпусов в связи с раздвоением потока

РЕГЕНЕРАТОРЫ

Утилизация тепла уходящих из турбины газов для подогрева воздуха перед камерой сгорания осуществляется в теплообменных аппаратах, получивших название «регенераторы». Иногда термин «регенератор» заменяют более правильным термином «воздухоподогреватель».

Введением регенератора в схему установки можно добиться повышения ее экономичности на 25%, причем этот способ повышения экономичности значительно проще, нежели повышение к. п. д. проточных частей компрессоров и турбин, или увеличение температуры газа перед соплами турбины. Однако регенераторы достаточно громоздкие и металлоемкие аппараты, подверженные к тому же различным эксплуатационным неполадкам — утечкам, загрязнениям, поломкам. Кроме того, вследствие потерь давления теплоносителей в регенераторе и в тракте их подвода снижается мощность установки.

РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

В рекуперативных воздухоподогревателях передача тепла осуществляется через поверхность, разграничивающую горячий и холодный потоки. Поверхность эта может быть выполнена гладкой или оребренной. Чем выше давление воздуха, тем более развито должно быть оребрение поверхностей, где проходит газ. Возможно и двухстороннее оребрение теплообменной поверхности, более развитое по стороне низкого давления, но оно пока применяется только в установках, работающих по замкнутому циклу. Оребрение поверхности теплообмена, сокращая массу и размеры аппарата, существенно усложняет технологию их изготовления и затрудняет или делает невозможной очистку отложений в процессе эксплуатации.

Учитывая специфику работы теплообменной поверхности к регенератору газотурбинной установки предъявляют следующие требования: механическая прочность под действием давления воздуха; плотность и отсутствие перетечек теплоносителей; вы-

сокий коэффициент теплопередачи; малые гидродинамические сопротивления; высокая компактность поверхности; тепловая и коррозионная устойчивость; отсутствие склонности к загрязнениям и возможность очистки по газовой стороне; удовлетворительное соотношение размеров; возможность присоединения к сопрягаемым элементам; технологичность изготовления и сборки; простота ремонта и замены дефектных элементов в процессе эксплуатации; низкая стоимость поверхности и отсутствие дефицитных материалов.

Выполнение первых двух требований является обязательным для теплообменных поверхностей всех типов и назначений, остальными определяются характеристики и качество аппарата.

Одним из основных вопросов, возникающих при проектировании трубчатых теплообменников, является выбор теплоносителя, протекающего внутри трубок.

С точки зрения прочности и сокращения металлоемкости аппарата воздух высокого давления целесообразно направлять внутри трубок, а газ — в межтрубном пространстве. При этом воздействию высокого давления воздуха, кроме трубок и трубных досок, подвергаются только воздушные камеры подвода и отвода, а корпус аппарата, ограничивающий газовую полость, может быть выполнен тонкостенным и легким. По описанной схеме выполнено большинство регенераторов стационарных ГТУ и все без исключения регенераторы транспортных установок. Однако в ряде регенераторов газ течет по трубам, а воздух — в межтрубном пространстве; при этом корпус аппарата подвержен высокому давлению воздуха, условия теплоотдачи ухудшены, размеры и масса аппарата значительно увеличены. Основной причиной, обуславливающей выбор такой неблагоприятной схемы, является требование к отсутствию загрязнений по газовой стороне и облегчение очистки теплообменной поверхности от сажистых и смолистых отложений. При пропуске газа внутри трубок вероятность отложений на стенках значительно уменьшается благодаря отсутствию застойных зон, а чистка прямых трубок не представляет затруднений.

Форму трубного пучка и корпуса регенераторов, у которых воздух проходит в межтрубном пространстве, обычно выполняют цилиндрическими из условий обеспечения прочности корпуса.

Несколько обособленно от других аппаратов по схеме компенсации расширений стоит экспериментальный регенератор фирмы Роллс-Ройс, где применено двухкратное обтекание кольцевого трубного пучка потоком газа, проходящего в межтрубном пространстве. При этом обеспечена минимальная разность температуры трубок по внутреннему и наружному диаметрам трубного пучка, в результате трубки не перегружаются в местах заделки их в трубных досках. Весь трубный пучок расположен внутри корпуса на трех цапфах — двух боковых и одной цен-

тральной. Трубный пучок имеет возможность расширяться независимо от корпуса аппарата. Патрубки подвода и отвода воздуха проходят через корпус, причем в местах выхода из корпуса патрубков и цапф пучка установлены сальниковые уплотнения. Для свободного расширения всех элементов и устранения температурных перекосов оси патрубков и цапф пересекаются в одной точке, являющейся геометрическим фокусом расширений во всех направлениях (см. рис. 275).

Трубчатые регенераторы с противотоком

В ГТУ мощностью 15 000 кВт фирмы Метро — Виккерс применен регенератор с противоточным течением газа и воздуха. Он обеспечивает степень регенерации около 73,5% и выполнен в виде шести отдельных параллельно включенных секций. Каждая секция состоит из цилиндрического трубного пучка, где газ проходит внутри трубок, а воздух — снаружи, в противоточном направлении. Трубки скомпонованы в очень тесный пучок. Благодаря этому сводится к минимуму диаметр наружного корпуса, находящегося под высоким давлением воздуха (10 кг/см^2) и уменьшается общий объем воздуха в системе, что положительно влияет на характеристики регулирования установки.

Одна из трубных досок жестко соединена с корпусом, вторая свободно перемещается под действием температурных расширений. Между трубной доской и корпусом установлено сальниковое уплотнение. Трубки с досками соединены развальцовкой. Каждая из шести секций набрана из 2005 трубок диаметром 25,4 мм с толщиной стенки 1,63 мм. Длина трубки 6400 мм, масса секции 23 т. Расстояние между трубками зафиксировано кольцевыми проставками, расположенными на равных расстояниях по длине трубки, и при помощи волнистых лент, которые также облегчают сборку аппарата и замену трубок.

В ГТУ ЗСТ мощностью 1000 кВт фирмы Рустон Хорнсби противоточный регенератор (рис. 257) комплектуется непосредственно в составе установки и расположен в машинном зале электростанции под рамой агрегата. Воздух движется по трубкам, газ — в межтрубном пространстве. В теплообменнике имеется шесть трубных пучков прямоугольной формы, расположенных в общем корпусе. Каждый пучок на всем протяжении, за исключением коротких входного и выходного участков, заключен в плотно облегающий кожух. Газ поступает в пучок на входном участке, пересекая трубки в поперечном направлении от периферии к центру. Воздух подводится и отводится через трубчатые коллекторы. Для обеспечения равномерного подвода воздуха к отдельным трубным пучкам во входном воздушном коллекторе, имеющем цилиндрическую форму, установлен направляющий щиток. Перемещение коллекторов под действием

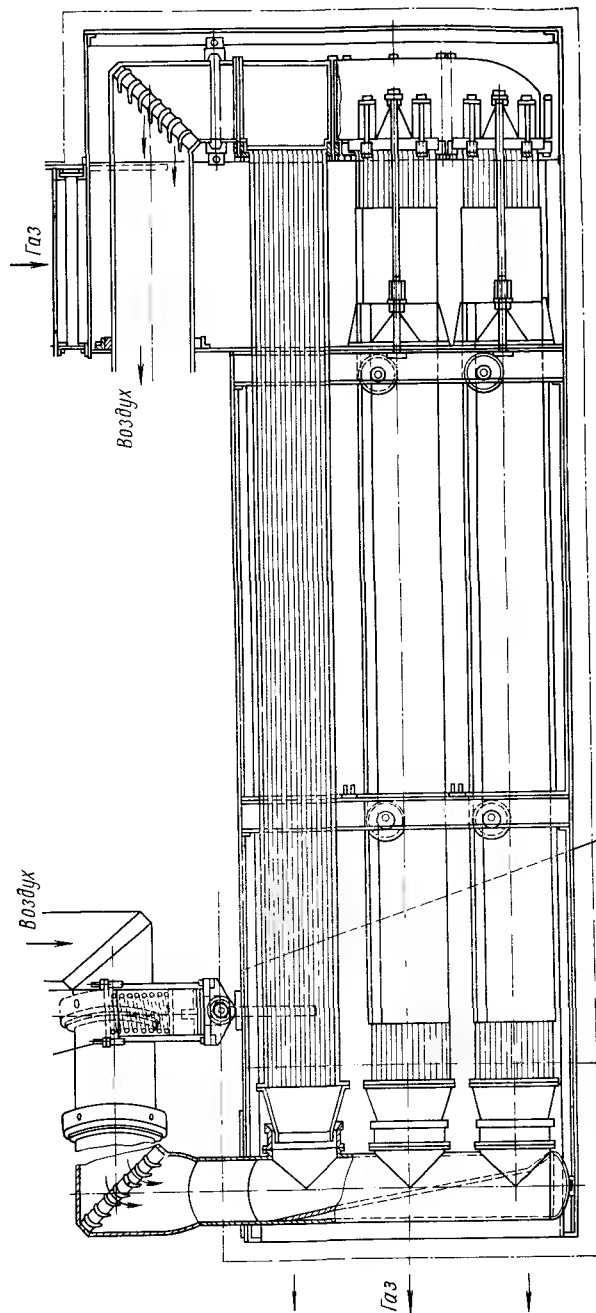


Рис. 257. Регенератор ГТУ ЗСТ фирмы Рустон Хорнсби

температурных расширений воспринимается компенсаторами, установленными на воздушных трубопроводах вне пределов аппарата.

Регенератор всережимной корабельной ГТУ мощностью 6500 л. с. фирмы Инглиш Электрик также имеет противоточное течение теплоносителей. Установка оборудована двумя параллельно работающими регенераторами. Оба набраны из стан-

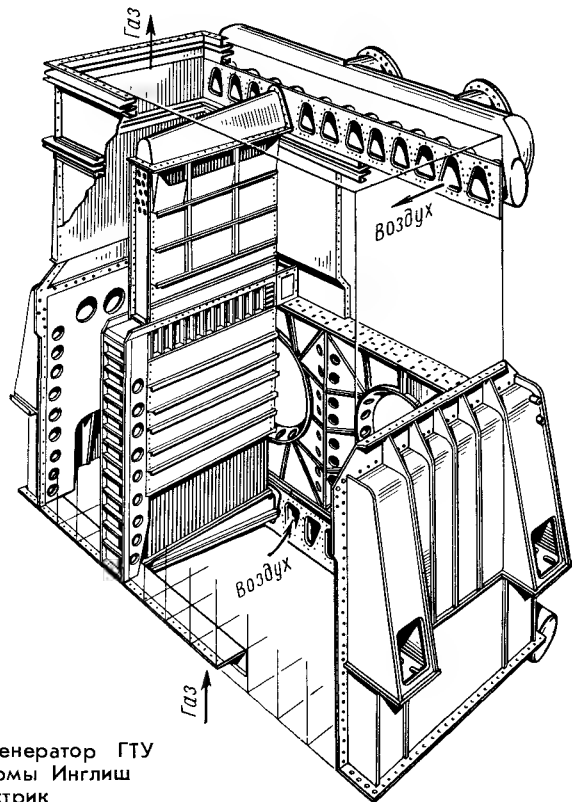


Рис. 258. Регенератор ГТУ EL 60A фирмы Инглиш Электрик

дартных секций. Регенератор компрессорной турбины имеет 12 секций, регенератор силовой — 6. Аппараты трубчатые, противоточные, воздух движется по трубкам, газ — в межтрубном пространстве. Каждая секция состоит из 1800 трубок диаметром 9,53 мм с толщиной стенки 0,71 мм. Трубки изготовлены из алюминиевой бронзы и закреплены в трубных досках индукционной пайкой тугоплавким припоем. Расстояние между трубными досками 3370 мм. Благодаря применению тесного пучка трубок малого диаметра получен очень высокий коэффициент компактности теплообменной поверхности — $160 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

На рис. 258 изображен регенератор компрессорной турбины с одной установленной секцией, остальные одиннадцать демонтированы. Воздух подается в верхний коллектор, к которому прикреплены верхние воздушные камеры всех секций. Отвод воздуха снизу по конструкции своей аналогичен подводу. Газ из турбины попадает в нижнюю часть корпуса регенератора, пересекает входные участки трубок в поперечном направлении и далее проходит вдоль трубок по всей их длине. В верхней части секций газ пересекает трубки в поперечном направлении, выходя непосредственно в дымовую трубу корабля. Так как длина трубок велика, а разместить промежуточные трубные доски невозможно из-за продольного течения газа вдоль трубок, расстояние между ними фиксируют с помощью проволоки, навивая ее вокруг каждой трубки (рис. 259).

Разность температурных расширений секций и корпуса воспринимается компенсатором, расположенным в верхней части корпуса регенератора.

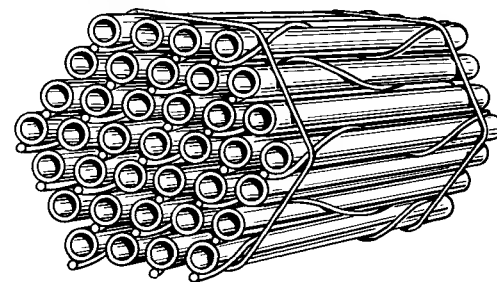


Рис. 259. Трубный пучок регенератора ГТУ EL 60A фирмы Инглиш Электрик

Регенератор ГТУ мощностью 1200 л. с. фирмы Бритиш Томпсон Хаустон для танкера «Аурис» выполнен трубчатым с противоточным течением теплоносителей (рис. 260). Воздух из компрессора поступает в верхний барабан регенератора и проходит по трубкам вниз, где трубный пучок раздваивается и присоединяется к двум нижним барабанам, в которых расположены камеры сгорания. Благодаря раздвоению трубного пучка создается плавный V-образный вход газа в регенератор. Почти на всем протяжении регенератор имеет квадратное сечение, 22% которого составляет сечение для прохода воздуха, 9% — толщина трубок и 69% — сечение для прохода газа. Трубный пучок состоит из 576 труб диаметром 25,4 мм и толщиной стенки 2,03 мм. Степень регенерации 51%. Регенератор монтируют в дымовой трубе и несмотря на большие размеры он не требует дополнительных площадей машинного отделения. Так как по газовой стороне принято продольное обтекание трубок и в регенераторе почти нет застойных зон, вероятность отложения нагара и сажи на поверхности трубок незначительна. Тем не менее, предусмотрены специальные обдувочные устройства для очистки трубок сжатым воздухом и имеется доступ к трубкам через большие люки в боковых стенках корпуса. После весьма длительной эксплуатации установки на дистиллатном топливе и на мазуте

коррозии трубок не обнаружено. Регенератор систематически промывался и очищался от сажи. Кроме того, при работе имела место самоочистка, когда отложения сажи отваливались, достигнув определенной критической толщины слоя.

В своих дальнейших проектных разработках и в выполненной конструкции судового агрегата мощностью 5500 л. с. для того же танкера фирма сохранила вертикальную компоновку регенератора в шахте выпускной трубы. Конструкция регенератора этой установки аналогична предыдущему, но степень регенерации поднята до 65%. Диаметр трубок уменьшен до 19 мм, соответственно уменьшены и шаги трубок. Подобные изменения объясняются удовлетворительными результатами эксплуатации первой установки, которые показали, что опасность загрязнения регенератора не столь велика. Трубки изготовлены из углеродистой стали.

Регенератор замкнутой ГТУ мощностью 12500 кВт фирмы Джон Браун выполнен гладкотрубным, противоточного типа. Внутри трубок движется холодный воздух с давлением около 52 кг/см^2 , снаружи — горячий воздух с давлением $4,6 \text{ кг/см}^2$. Теплообменная поверхность образована 248 отдельными трубными пучками прямоугольной формы по 100 тонкостенных трубок в каждом. Расстояние между труб-

ками фиксируется с помощью проставок, передающих массу трубных пучков на корпус. Проставки создают незначительные сопротивления по тракту воздуха низкого давления. Трубки по концам объединены коническими мундштуками, от которых отходят изогнутые под углом 90° трубы большого диаметра. Весь трубный пучок заключен в стальной сварной корпус, верхняя

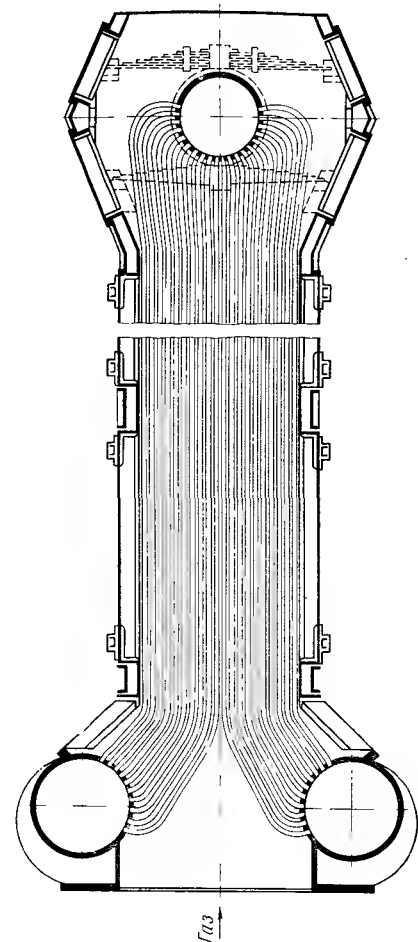


Рис. 260. Регенератор ГТУ мощностью 1200 л. с. фирмы Бритиш Томпсон Хаустон

половина которого выполнена съемной для осмотра и ревизии трубок. Разность температурных расширений трубных пучков и корпуса компенсируется прогибом труб большого диаметра.

Несмотря на высокий коэффициент компактности ($230 \text{ м}^2/\text{м}^3$) и относительно малый объем собственно теплообменной поверхности, регенератор получился довольно громоздким — длина около 13,5 м при диаметре корпуса 2130 мм.

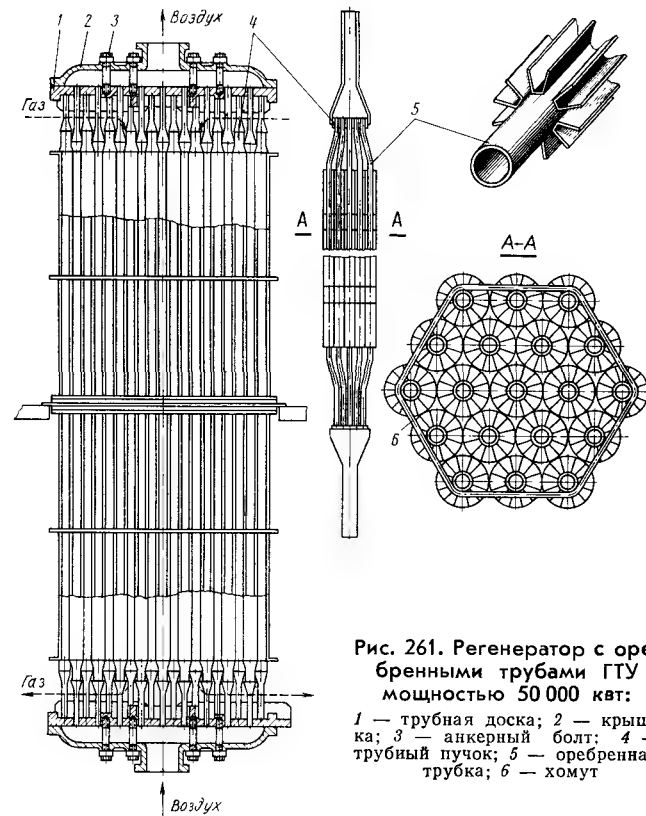


Рис. 261. Регенератор с оребренными трубами ГТУ мощностью 50 000 кВт:

1 — трубная доска; 2 — крышка; 3 — анкерный болт; 4 — трубный пучок; 5 — оребренная трубка; 6 — хомут

Регенератор, в котором использована компактная оребренная теплообменная поверхность, применен в газотурбинной установке мощностью 50 000 кВт (рис. 261). Поверхность регенератора образована трубками с внешним продольным пластинчатым оребрением. Воздух проходит внутри трубок, газ — в между-трубном пространстве в противоточном направлении. Коэффициент оребрения 7,4. Ребра выполнены в виде желобков и прикреплены к трубке с помощью роликовой сварки. Ребра приваривают на специальной роликовой шовной машине (все ребра

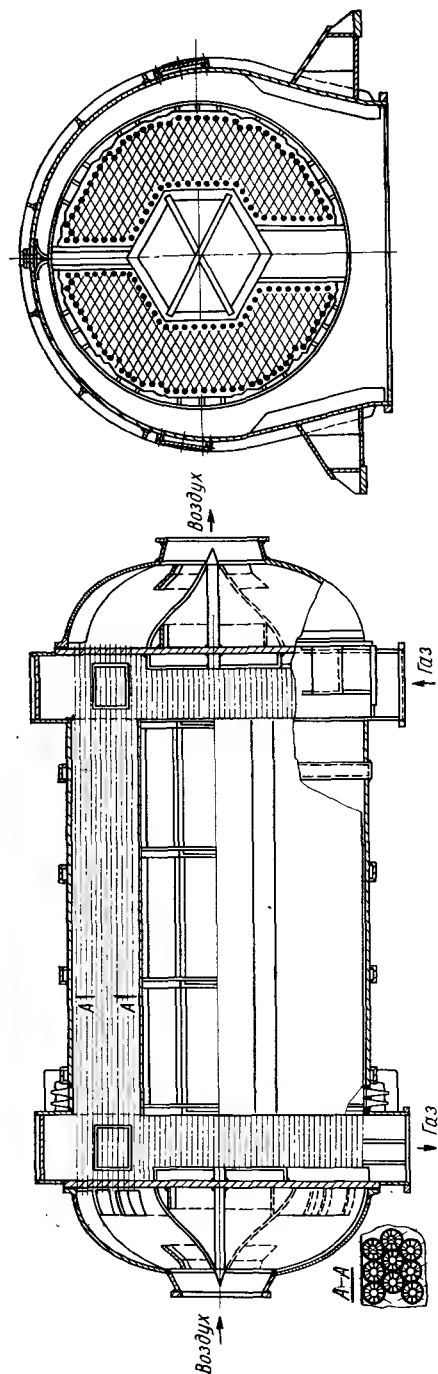


Рис. 262. Регенератор газотурбинной установки ГТН-9 ЛМЗ

приваривают одновременно шестью роликами). Процессы формовки ребер, отрезки и сборки их автоматизированы. Наружный диаметр трубок 16 мм, толщина стенки трубки 1 мм, число ребер 12, высота ребра 12 мм, толщина ребра 0,4 мм, длина оребренной части трубки 7 м. Материал трубок — углеродистая сталь, материал оребрения — нержавеющая сталь 1Х13.

Оребренные трубки объединяют в отдельные пучки по 19 трубок в каждом. Чтобы между трубками выдерживалось определенное расстояние и чтобы предотвратить их возможную вибрацию, на оребрение устанавливают дистанционные кольца через каждые 1200 мм по длине трубки. В зоне колец пучок стягивают хомутами, которые проходят через соответствующие прорезы в ребрах. Эти элементы пучка служат промежуточными трубными досками, обеспечивающими относительно жесткую конструкцию. Регенератор установки состоит из четырех отдельных секций, набранных из 235 пучков каждая. Газ поступает в среднюю активную часть секции, идет в ней в продольном направлении, пересекая в радиальном направлении воздухоподводящие трубы большого диаметра. Для уменьшения сопротивления движению газа на этом участке и обеспечения равно-

мерного подвода газа ко всем трубкам концы пучков труб выполнены несимметричными и расположены в шахматном порядке. Выход газа из секции организован аналогичным образом. Секция на участке оребрения заключена в тонкостенный кожух, который служит для организации потока газа. Компоновка регенератора в помещении показана на рис. 5.

Аналогичная поверхность теплообмена использована в регенераторе ГТУ ГТН-9 мощностью 9000 кВт Ленинградского металлического завода им. XXII съезда КПСС [20] (рис. 262). Трубки набирают непосредственно в трубные доски. Для свободного доступа газа в средней зоне секции предусмотрены радиальные каналы между трубками. В установке предусмотрено

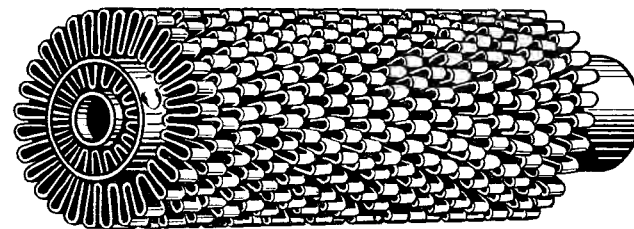


Рис. 263. Труба с двусторонним оребрением фирмы Эшер — Висс

две секции регенератора. Геометрические параметры оребрения такие же, как в описанной выше установке, но ребра выполнены из углеродистой стали.

Поверхности теплообмена с двусторонним оребрением широко использует фирма Эшер — Висс в теплообменниках ГТУ, работающих по замкнутому циклу (рис. 263).

Производство подобных трубок осуществлено следующим образом: на трубку диаметром 10 мм с толщиной стенки 0,5 мм навивают по спирали гофрированную стальную ленту шириной 5 мм и толщиной 0,3 мм. Затем на вершины гофрированной ленты накладывают слой фольги из припоя, и в таком виде трубку плотно вводят в основную трубку диаметром 25 × 1 мм, на которую, в свою очередь, последовательно навивают фольгу и гофрированную ленту. После этого всю трубу в сборе пропускают через непрерывную печь. При прохождении через эту печь ленточное оребрение подвергается пайке с обеими сторонами трубы размером 25 × 1. Капли расплавленного припоя вследствие капиллярности концентрируются в местах соприкосновения ленты с трубой, обеспечивая плотный контакт между оребрением и основной поверхностью трубы. Весь процесс изготовления трубы автоматизирован.

На рис. 264 показан регенератор ГТУ мощностью 2000 кВт фирмы Эшер — Висс. Его поверхность образована 71 пучком из

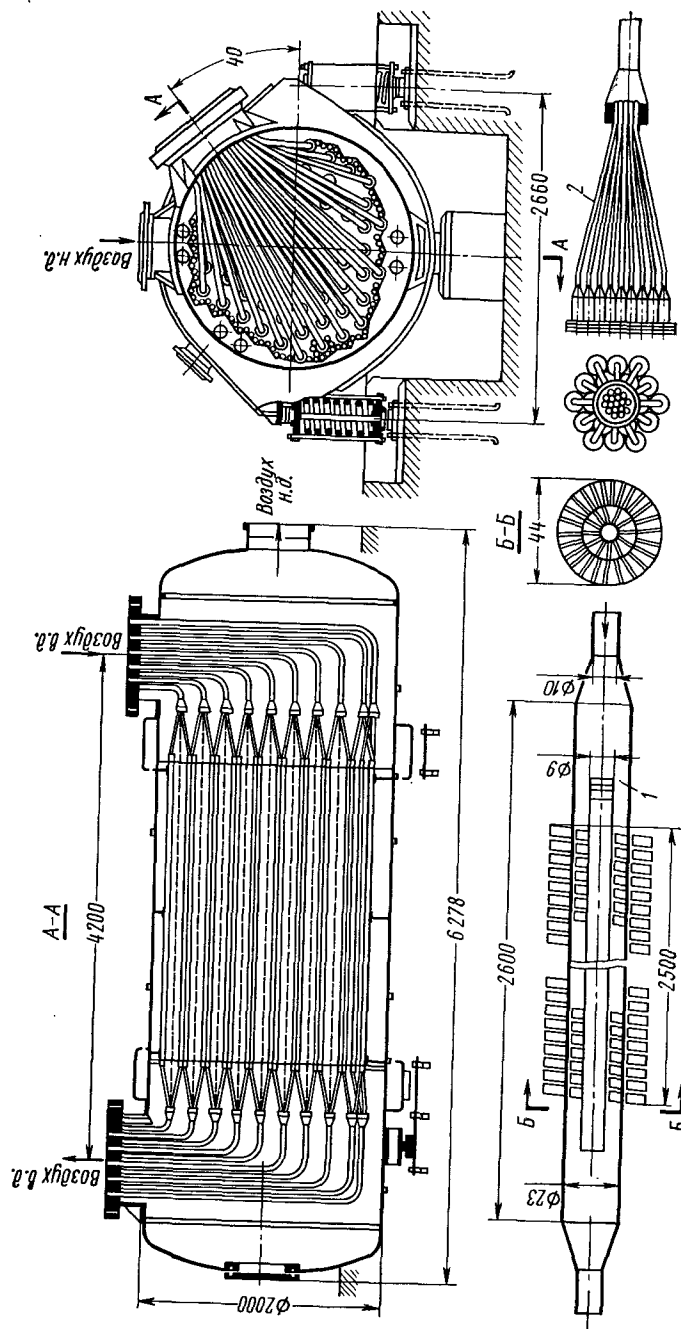


Рис. 264. Регенератор ГТУ мощностью 2000 кВт фирмы Эшер — Висс:
1 — оребренная труба; 2 — пучок оребренных труб

19 оребренных трубок в каждом пучке. Воздух под высоким давлением проходит в кольцевом пространстве между трубкой диаметром 25 мм и трубкой диаметром 10 мм. Внутренняя полость трубки диаметром 10 мм закрыта заглушками и в теплообмене не участвует (эта трубка является только основой для крепления ленты). Воздух низкого давления движется в противоточном направлении снаружи трубок. Свободные полости между вершинами гофрированных лент заполнены алюминиевыми проставками треугольного сечения. Благодаря двустороннему оребрению теплообменная поверхность имеет очень высокий коэффициент теплопередачи.

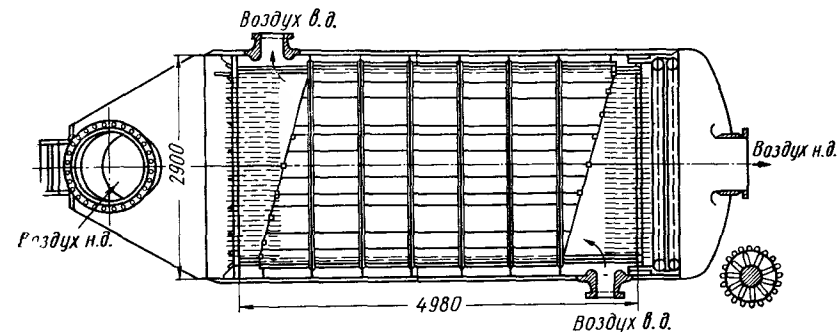


Рис. 265. Регенератор ГТУ мощностью 6370 кВт фирмы Эшер — Висс

В установках большой мощности несколько дешевле оказывается регенератор, в котором воздух низкого давления течет внутри трубок, а воздух высокого давления — в межтрубном пространстве (рис. 265). Трубки такого регенератора закреплены непосредственно в трубных досках. Такая конструкция была применена для установок мощностью 6370 и 6600 кВт в Западной Германии и мощностью 12 000 кВт в Японии. По фирменным данным регенераторы хорошо зарекомендовали себя в работе.

Теплообменники с двусторонним оребрением имеют малую длину труб и относительно большие поперечные размеры. Поэтому в установках большой мощности (более 10 000—12 000 кВт) фирма Эшер — Висс использует аппараты с гладкими трубками малого диаметра и многократным перекрестным током воздуха низкого давления.

Трубчатые регенераторы с перекрестным током

Примером аппарата с поперечным обтеканием трубок, где воздух движется внутри трубок, а газ — в межтрубном пространстве, является регенератор фирмы Броун — Бовери (рис. 266). Регенератор имеет один ход по тракту газа и четыре

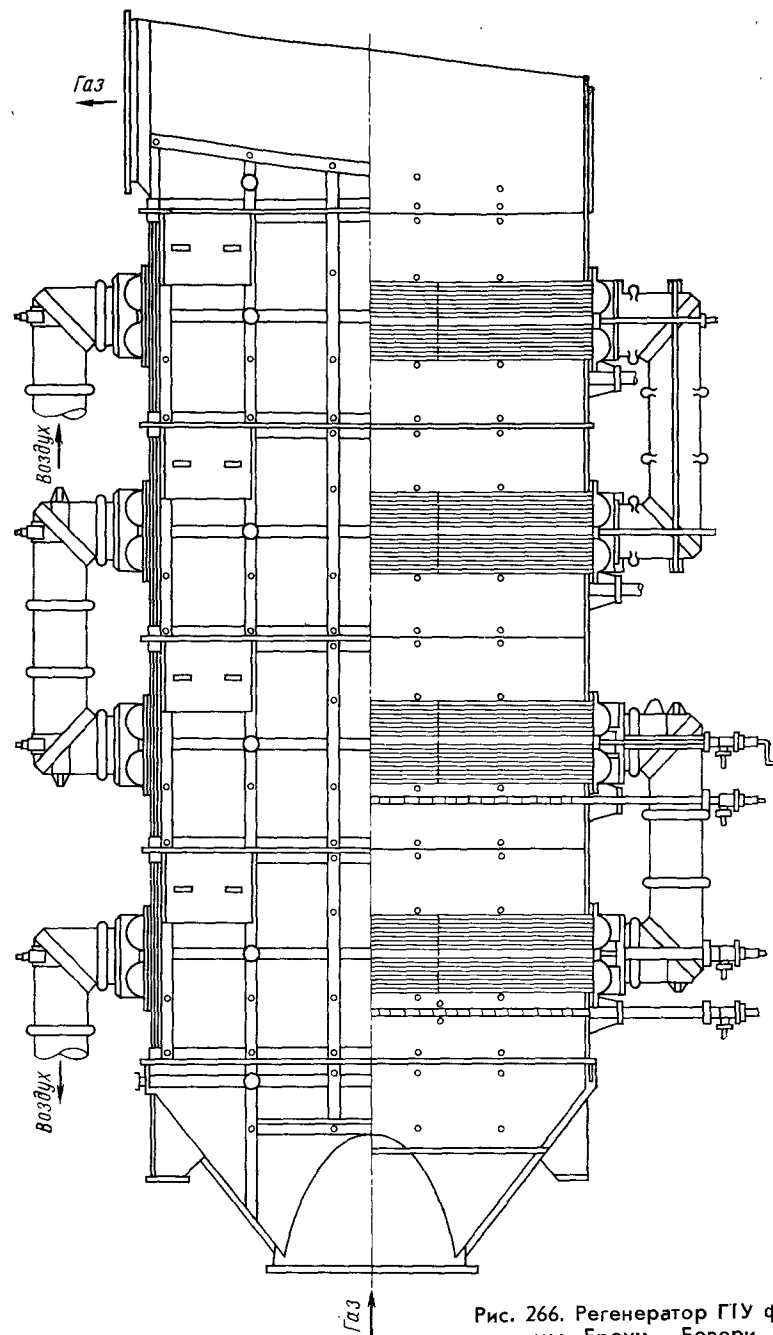


Рис. 266. Регенератор ГТУ фирмы Броун — Бовери

хода по воздуху. Воздух из трубного пучка перепускается в последующий через специальный ресивер, снабженный двумя рядами лопаток в коленах. Для компенсации разности термических расширений горячего корпуса аппарата и относительно холодных ресиверов последние снабжены компенсаторами, работающими совместно со стяжками. Трубные пучки отстоят один от другого на значительное расстояние, поэтому объем всего аппарата в несколько раз превышает объем собственно теп-

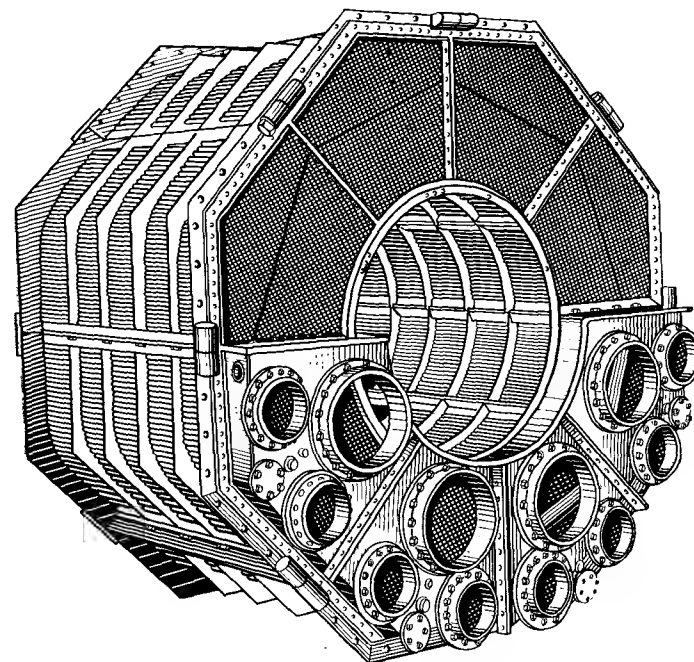


Рис. 267. Регенератор ГТУ мощностью 1000 квт фирмы Аллен

лообменной поверхности. Масса его и габаритные размеры весьма велики. Для обеспечения прочности корпуса предусмотрены стяжки, соединяющие плоские боковые стенки.

ГТУ мощностью 1000 квт фирмы Аллен (рис. 267) предназначена для привода вспомогательного генератора.

Конструкция регенератора predetermined компоновкой узлов установки, обеспечивающей осесимметричность всех элементов. Регенератор имеет форму восьмигранника и состоит из восьми отдельных одинаковых секций, расположенных в выпускном патрубке турбины.

Теплообменная поверхность выполнена в виде пучка гладких тонкостенных труб малого диаметра, с перекрестным обтекани-

ем, одноходовым по газу, двухходовым по воздуху. Воздух движется по трубкам, газ — в междутрубном пространстве в радиальном направлении от центра к периферии. Для обеспечения равномерного обтекания трубок в выпускном патрубке турбины перед регенератором установлены перфорированные козырьки. Воздух к каждой секции подводится от компрессора по двум отдельным трубопроводам, а отводится к камерам горения по одному трубопроводу большого диаметра.

Трубки изготовлены из алюминиевой бронзы, трубные доски — стальные. Вследствие малого диаметра трубок (7,94 мм) и малой толщины стенки трубки (0,51 мм) крепление их в трубных досках представляет серьезные затруднения. В регенераторе

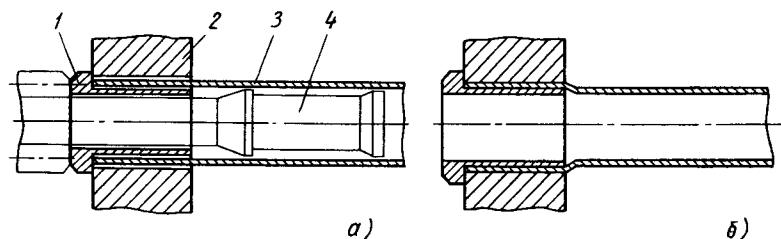


Рис. 268. Крепление трубок в трубной доске регенератора ГТУ мощностью 1000 кВт фирмы Аллен:

а — состояние до развальцовки; б — после развальцовки; 1 — втулка; 2 — трубная доска; 3 — трубка; 4 — вальцовка

фирмы Аллен трубки закреплены вальцовкой с помощью уплотнительных втулок (рис. 268).

Так как регенератор предназначен для работы на военном корабле, конструкция его предусматривает нормальную работу при ударных нагрузках силой 15—40 земных ускорений в различных направлениях.

Аналогичная схема движения теплоносителей применена в кольцевом регенераторе компактного газотурбинного двигателя CS-600-2 мощностью 680 л. с. фирмы Центракс (рис. 269). Аппарат имеет два хода по воздуху и один ход по газу. Газ проходит между трубками в радиальном направлении. Регенератор состоит из 12 сегментов, прикрепленных болтами к задней половине воздушного корпуса двигателя. Трубки прямые, из нержавеющей стали, приварены к трубным доскам. Благодаря применению регенератора экономичность двигателя возросла на 18% [70].

Регенератор с аналогичной схемой движения теплоносителей выполнен для всережимной корабельной газотурбинной установки RM-60 мощностью 5400 л. с. фирмой Роллс-Ройс. Аппарат состоит из двух трубных пучков U-образной формы (рис. 270), между которыми расположена поворотная заслонка. Степень

регенерации при открытом обводе на максимальном режиме работы составляет 48%, при закрытом обводе — 62%, однако сопротивления по газовой стороне при этом резко возрастают, достигая 12%. Наружный диаметр трубок 6,35 мм, толщина стенки 0,1 мм. Материал трубок — нержавеющая сталь. Трубные доски и крышки воздушных камер также изготовлены из нержавеющей стали.

Рассмотрим конструкции аппаратов, в которых газ течет по трубкам, а воздух — в междутрубном пространстве, многократно обтекая в поперечном направлении трубный пучок благодаря наличию внутренних перегородок.

На рис. 271 показана типовая секция регенератора стационарной ГТУ фирмы Броун — Бовери. Газ проходит по трубкам

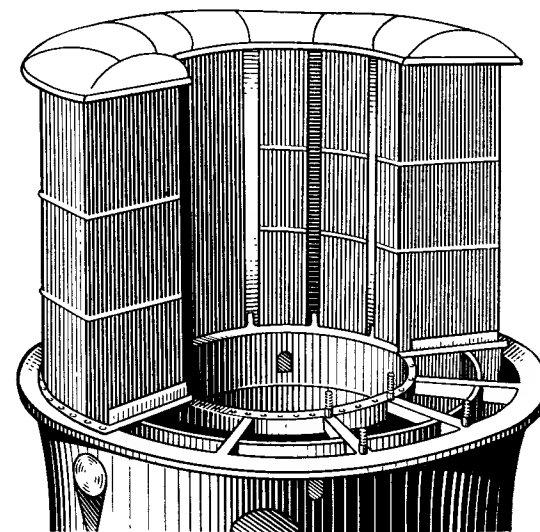


Рис. 269. Регенератор ГТУ CS-600-2 фирмы Центракс

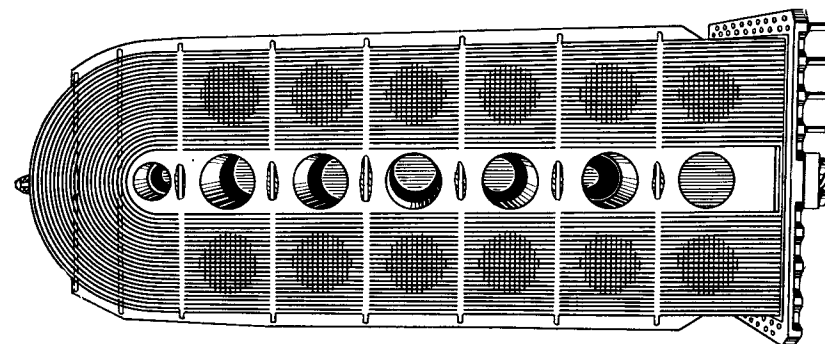


Рис. 270. Регенератор ГТУ RM-60 фирмы Роллс-Ройс

с низу вверх, воздух четырежды пересекает трубки, двигаясь в междутрубном пространстве. Для лучшего распределения потока воздуха в зоне входа и выхода его из корпуса непосредственно перед входным и выходным воздушными патрубками

установлены дополнительные трубные решетки. Трубные доски подвержены значительному давлению воздуха, находящегося в межтрубном пространстве. Для обеспечения их прочности предусматривают специальные анкерные связи, соединяющие доски. Разность расширений между пучком и корпусом воспринимается несколькими трубчатыми компенсаторами, установленными в средней части корпуса.

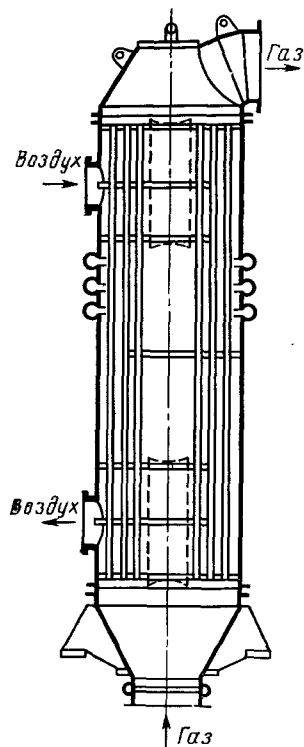


Рис. 271. Регенератор ГТУ Броун — Бовери

Описанный регенератор (как и все регенераторы этой фирмы) имеет большие габариты и массу вследствие низкой эффективности и малой компактности поверхности. Все элементы регенераторов изготовлены из углеродистых сталей.

По аналогичной схеме выполнен регенератор полужамкнутой ГТУ фирмы Зульцер (рис. 272). Установка характеризуется высоким давлением по воздушной стороне — около 24 кг/см^2 . Регенератор имеет гладкие трубы, с движением газа внутри трубок; по воздушной стороне регенератор восьмифазовый. Трубки развальцованы в трубных досках, одна из которых для повышения жесткости и уменьшения сопротивления на входе газа в пучок выполнена конической. Вторая трубная доска может свободно расширяться в осевом направлении. Нагрузка от давления, действующего на трубные доски, воспринимается только трубками — анкерные связи отсутствуют. Весь трубный пучок заключен в тонкую цилиндрическую обечайку, исключающую протечки воздуха через кольцевой зазор между промежуточными трубными решетками и корпусом.

Степень регенерации 60%. Конструкция регенератора весьма громоздка вследствие очень большого диаметра трубок — $44,5 \text{ мм}$ при толщине стенки $2,5 \text{ мм}$. Коэффициент компактности теплообменной поверхности составляет всего $30 \text{ м}^2/\text{м}^3$, и весь аппарат чрезвычайно тяжелый, так как выполнен по типу паровых котлов.

В регенераторе ГТУ мощностью 5000 кВт фирмы Джeneral — Электрик (рис. 273) газ проходит внутри трубок, воздух — в межтрубном пространстве, где расположены через одну восемь средних и боковых промежуточных решеток, организующих поток воздуха в поперечном направлении (от периферии к центру и обратно). В этой установке применена раздвоенная

схема потока, при которой регенератор выполняют в виде двух параллельных секций, устанавливаемых в машинном зале электростанции по обеим сторонам турбокомпрессоров. Газ подводится и отводится через боковые патрубки, расположенные под прямым углом к оси корпуса. Подобная схема обеспечивает свободный доступ к трубкам и трубным доскам без демонтажа громоздких газопроводов (снимают только торцовые заглушки).

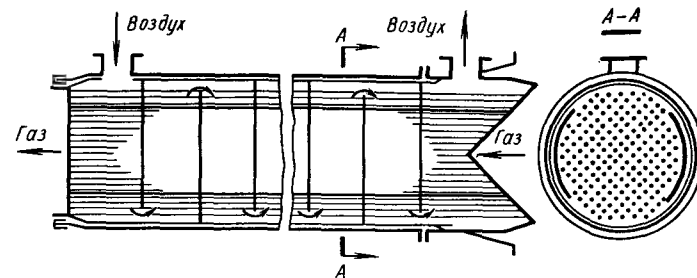


Рис. 272. Схема регенератора ГТУ фирмы Зульцер

Однако резкие повороты потока газа создают значительные сопротивления по газовой стороне, достигающие почти 4%, несмотря на малую потерю давления при движении внутри гладких трубок. Воздух входит и выходит через патрубки в нижней

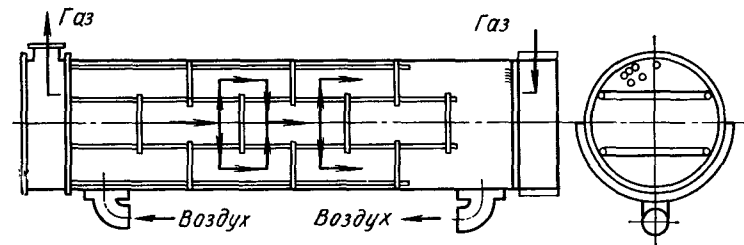


Рис. 273. Схема регенератора ГТУ мощностью 5000 кВт фирмы Джeneral — Электрик

части корпуса регенератора. Трубный пучок составлен из трубок диаметром $25,4 \text{ мм}$ с толщиной стенки $2,24 \text{ мм}$; благодаря тесному расположению трубок в пучке коэффициент компактности теплообменной поверхности достигает $110 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Трубки закреплены в трубных досках вальцовкой. Трубки и доски изготовлены из углеродистой стали. Корпус аппарата сварен из углеродистой стали толщиной 16 мм . Наружный диаметр корпуса 1830 мм , общая длина секции 7700 мм .

В регенераторе ГТУ фирмы Зульцер (рис. 274) трубный пучок имеет кольцевую форму. Внутренняя часть трубного пучка

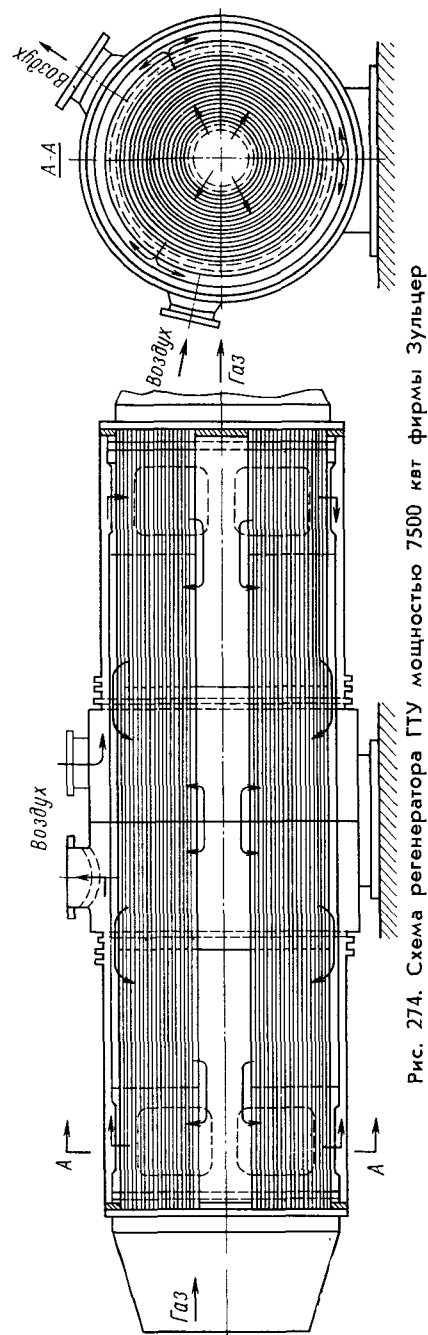


Рис. 274. Схема регенератора ГТУ мощностью 7500 квт фирмы Зульцер

не загроможденная трубками, используется для поворота потока воздуха, который поступает в регенератор по патрубку, размещенному в средней части корпуса. Эта часть корпуса имеет увеличенный диаметр и находится между корпусом и тонким кожухом трубного пучка. Через окна в тонком кожухе воздух попадает в пучок и движется далее в радиальном направлении. Число ходов по воздуху равно шести. Выход воздуха из пучка аналогичен входу.

Корпус регенератора прикреплен к фундаменту средней частью; концевые части опоры не имеют. Перемещения трубного пучка относительно корпуса компенсируются симметрично расположенными на корпусе аппарата линзовыми компенсаторами. Диаметр корпуса достигает в средней части 2500 мм, длина аппарата без патрубков около 7300 мм.

По данным зарубежной печати во всережимных ГТУ морских кораблей нашли применение регенераторы с несколькими ходами газа в межтрубном пространстве и с одним ходом воздуха внутри трубок. Газ движется в радиальном направлении. Благодаря такой схеме периферийные и внутренние трубки имеют примерно одинаковую температуру и в местах их крепления в трубных досках не возникает напряжений, связанных с неравномерным расширением трубок, что очень важно для транспортных установок с резко переменными режимами работы.

Камера подвода воздуха к кольцевому сечению трубного пучка имеет форму улитки.

Работоспособность подобной конструктивной схемы регенератора проверена на экспериментальной модели (рис. 275). Регенератор отработал на стенде длительное время, причем при резких изменениях температуры газа нарушений крепления трубок не отмечалось. Тонкий слой сажи, оседавший на холодных участках трубок, не оказывал заметного влияния на сопротивление и тепловые характеристики аппарата. Диаметр трубок 6,35 мм, толщина стенки 0,25 мм, давление воздуха 19 кг/см².

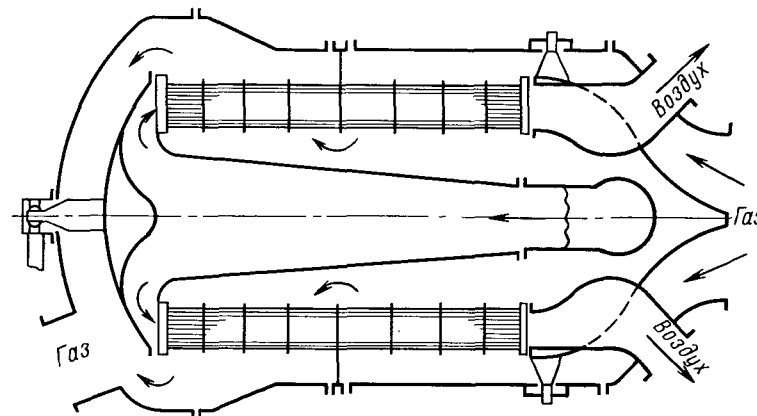


Рис. 275. Схема опытного регенератора фирмы Роллс-Ройс

Схема крепления трубного пучка в корпусе аппарата и способ компенсации термических расширений элементов регенератора описаны на стр. 349—350.

На рис. 276 показан регенератор судовой ГТУ фирмы Эллиот. Установка по ряду показателей оказалась непригодной, но конструктивная схема ее регенератора тем не менее представляет определенный интерес. Регенератор трехходовой по газу и одноходовой по воздуху. Трубки набраны в отдельные круглые пучки, располагающиеся по кольцу симметрично относительно оси аппарата. Благодаря тому, что трубкам придана изогнутая форма, обеспечивается их самокомпенсация.

В стационарной практике теплообменники с несколькими ходами по газовой стороне применяются в ГТУ, работающих по замкнутой схеме. На рис. 277 показан регенератор ГТУ мощностью 12 000 квт фирмы Эшер — Висс. Трубки расположены по кольцу. Воздух высокого давления движется внутри трубок, воздух низкого давления — снаружи трубок, обтекая их многократно в радиальном направлении — этим повышается коэффициент теплоотдачи на стороне низкого давления и с помощью перего-

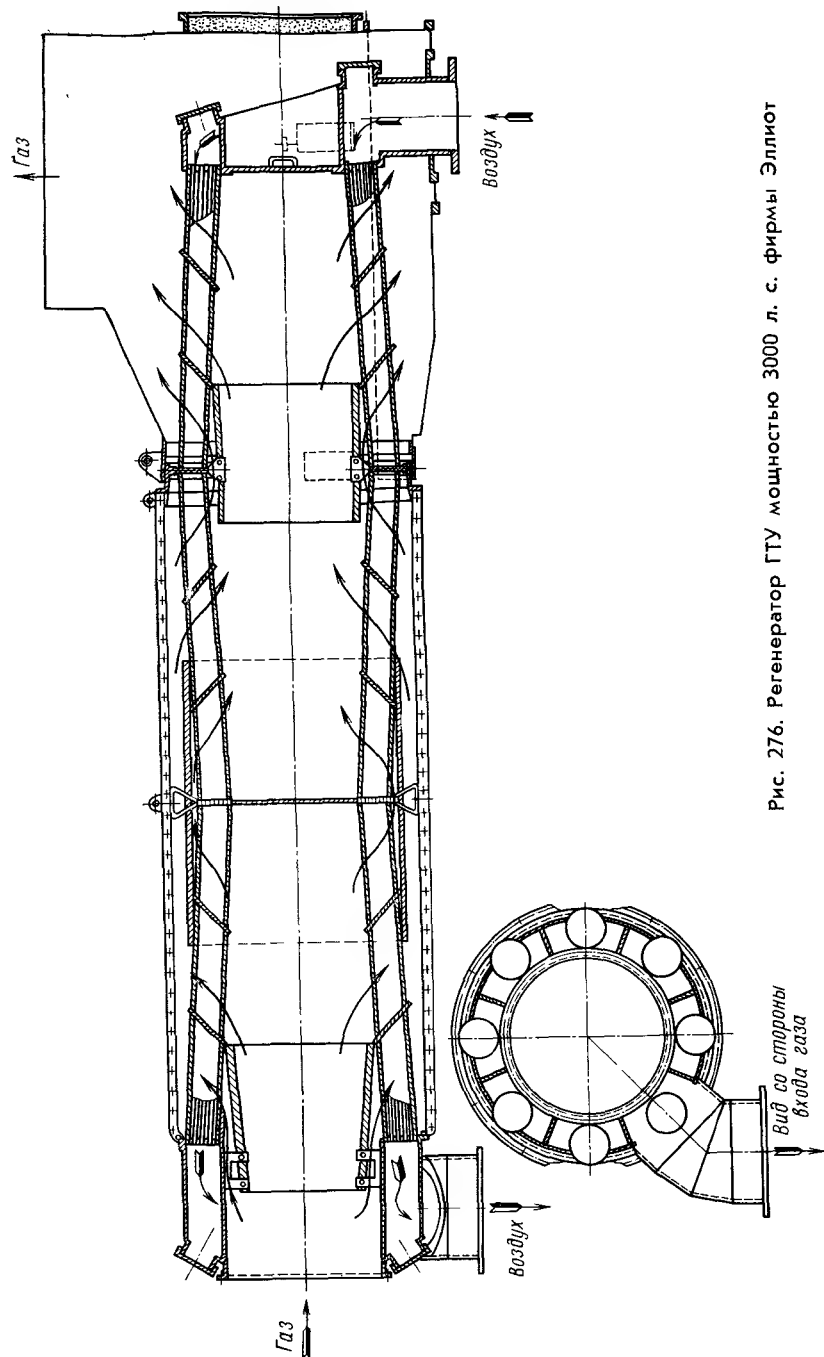


Рис. 276. Регенератор ГТУ мощностью 3000 л. с. фирмы Эллиот

родок типа «диск-кольцо» достигается многократное перекрестное движение. Трубки диаметром 8 мм приварены к кольцевым трубным доскам. К трубкам воздух высокого давления подается по кольцевым торообразным камерам, также приваренным к трубным доскам. Каждая камера связана с осевым подводящим или отводящим патрубком восемью радиальными трубками, чем достигается равномерная раздача воздуха высокого давления по всему кольцу. У холодного конца аппарата имеется линзовый компенсатор, воспринимающий разность расширений трубного пучка и корпуса. Весь аппарат выполнен цельносварным без разъемов. Доступ к теплообменной поверхности отсутствует и дефектные элементы ремонту или замене не поддаются. При перевозке аппарата во избежание коррозии на фланцы устанавливают заглушки и весь аппарат заполняют азотом. Аппарат располагают горизонтально под турбокомпрессором, благодаря чему присоединительные воздухопроводы имеют минимальную длину. Такую же конструкцию имеет регенератор ГТУ мощностью 10 000 квт фирмы Эшер — Висс, работающей на Каширской ГРЭС.

Пластинчатые регенераторы

Поверхность теплообмена в пластинчатых регенераторах образована плоскими или профильными пластинами, в ряде случаев несущих одно- или двустороннее оребрение. Расстояние между пластинами, определяющее про-

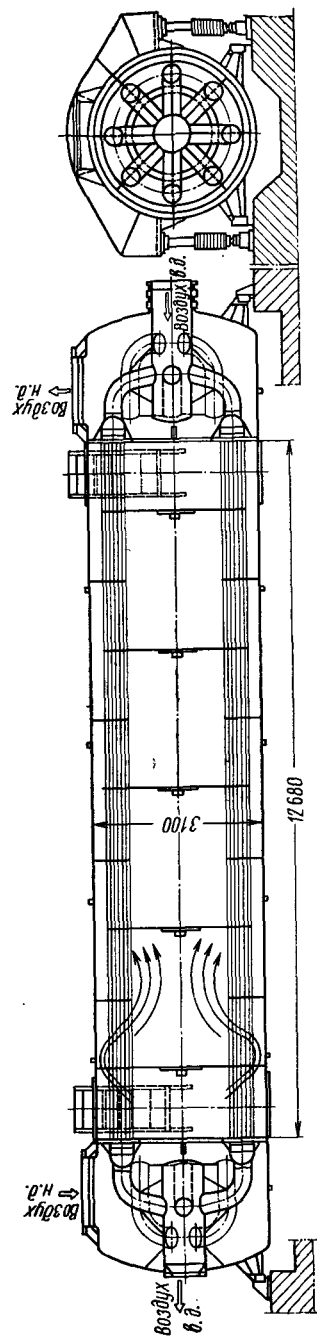


Рис. 277. Регенератор ГТУ мощностью 12 000 квт фирмы Эшер — Висс

ходное сечение для потока газа и воздуха и эквивалентные размеры поверхности теплообмена, может быть выбрано сколько угодно малым по конструктивным и эксплуатационным соображениям, в то время как в гладкотрубных теплообменниках выбор малого эквивалентного размера предопределяет применение большого количества дорогих и дефицитных тонкостенных труб малого диаметра. Пластинальные теплообменники компактны, имеют высокие коэффициенты теплопередачи и хорошую технологичность изготовления. Основной трудностью в изготовлении пластинальных теплообменников является герметизация соединения большого количества пластин и обеспечение прочности в местах соединения пластин с гребенками и фланцами по периферии аппарата. Существенные осложнения возникают при компенсации температурных расширений листов, особенно при поперечном течении газа и воздуха. Из-за неравномерности поля температур по поверхности листов возможно коробление и нарушение плотности сварных швов и паяных соединений. Наличие волнистости и изгибов в пластинах благоприятно сказываются на компенсации их расширений. Пластинальные поверхности, как правило, не поддаются непосредственной механической чистке.

Применение пластинальных поверхностей в мощных ГТУ ограничивается недостаточной прочностью листов при высоких давлениях воздуха. На сегодняшний день пластинальные воздухоподогреватели нашли применение в ряде стационарных и судовых ГТУ малой и средней мощности (до нескольких тысяч киловатт) и в некоторых компактных автомобильных двигателях.

На рис. 278 показана секция регенератора газотурбинной установки ГТ-700-4 НЗЛ мощностью 4000 кВт. Регенератор имеет шесть секций, расположенных в газоходе выпускных газов. Каждая секция установлена на роликах и может быть легко удалена из газохода для ревизии и очистки. Теплообменная поверхность секции образована листами-пластинами с выштампованными профильными выступами. Пластины сваривают попарно, при этом образуются волнообразные каналы для прохода воздуха и ячейки овалообразного профиля для прохода газа. Секция выполнена четырехходовой по воздуху и одноходовой по газу. Многоходовое движение воздуха организовано путем установки прямоугольных полосок-перегородок в воздушном канале. Поток воздуха изменяет свое направление в относительно небольших прямых камерах. Боковые стенки корпуса связаны десятью стяжками, воспринимающими давление воздуха в каналах. Передняя и задняя крышки — съемные. Материал листов теплообменной поверхности — сталь 1Х18Н9Т.

Использование в этих регенераторах для поверхности теплообмена столь качественного и дорогого жаропрочного материала вызвано не температурными условиями, а из-за опасения кор-

розии поверхности, так как регенераторы устанавливают под открытым небом.

В пластинальных регенераторах описанного выше типа стенки корпуса подвержены давлению воздуха, что утяжеляет аппарат и при высоких давлениях воздуха практически исключает возможность использования подобной поверхности, особенно в мощных ГТУ при больших размерах стенок.

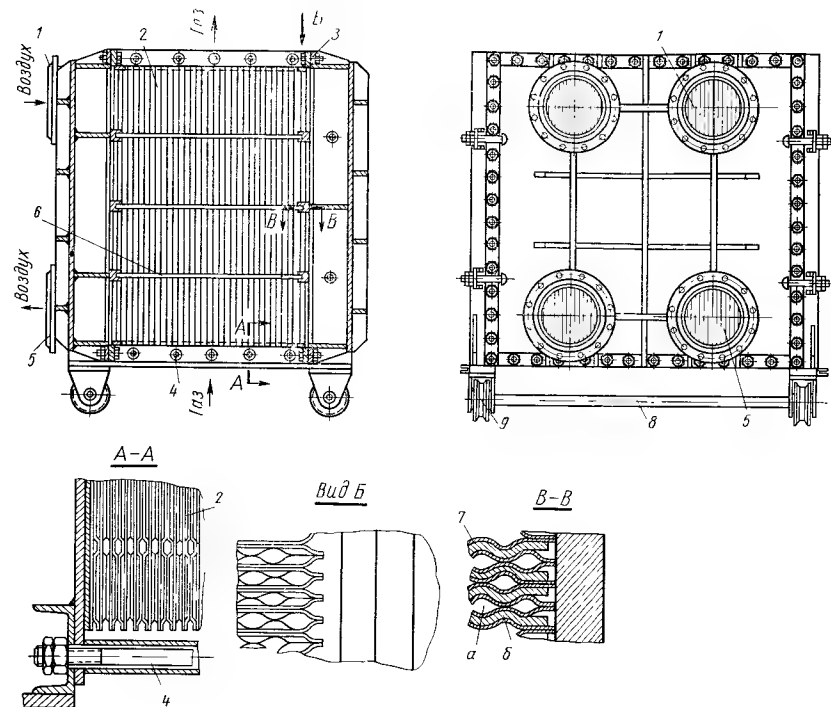


Рис. 278. Пластинальный регенератор установки ГТ-700-4 НЗЛ:

а — канал для прохода газа; б — канал для прохода воздуха; 1 — воздухоприемный патрубок; 2 — пакет; 3 — корпус; 4 — стяжка; 5 — воздухоотводящий патрубок; 6 — перегородка; 7 — гофрированный лист; 8 — ось; 9 — ролик

Ленинградский Кировский завод, используя ту же поверхность для регенератора судовой установки ГТУ-20, принципиально изменил конструктивную схему аппарата [13]. Если в регенераторах НЗЛ воздух проходит с внешней стороны каждой пары листов, то в регенераторе ЛКЗ воздух под высоким давлением поступает внутрь каждой пары листов, которые сваривают не только по периферии, но и во многих точках по полотну с помощью контактной сварки. Таким образом достигается прочность пластинальной поверхности и внешние стенки аппарата разгружаются от давления воздуха.

На рис. 279 показан пластинчатый регенератор ГТУ мощностью 3000 л. с. фирмы Инглиш Электрик. Две параллельно включенные секции этого регенератора размещены в общем корпусе. Секции набраны из пластин с выштампованными канавками. Пластины, сваренные попарно, образуют ячейки. Газ проходит внутри ячеек снизу вверх, воздух — сверху вниз. Материал пластин — нержавеющая сталь. Корпус регенератора выполнен из стальных листов, привариваемых к краям секции таким образом, чтобы предотвратить утечки газа и воздуха и обеспечить свободу и гибкость конструкции при температурных расширениях.

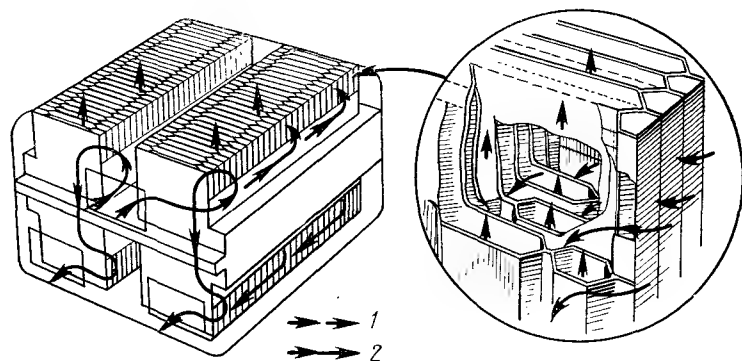


Рис. 279. Регенератор ГТУ ЕМ-27Р фирмы Инглиш Электрик:
1 — газ; 2 — воздух

На пластинчатых поверхностях можно выполнить оребрение. На этом принципе основан теплообменник фирмы Эйр Прехитер (рис. 280). Его поверхность составлена из плоских листов, снабженных по обеим сторонам корытообразными ребрами. Расстояние между листами по воздушной и газовой сторонам одинаковое и составляет 9,53 мм. Ребра прикреплены к листам путем пайки медным припоем. По воздушной стороне к ребрам дополнительно припаяна зигзагообразная проволока диаметром 3 мм, связывающая обе стенки воздушной ячейки; этим обеспечивается прочность конструкции и повышается коэффициент теплоотдачи по воздушной стороне. Воздушные ячейки набирают в пакеты требуемого размера и приваривают к коллекторам подвода и отвода воздуха. Газ проходит между воздушными ячейками по прямым каналам. Каналы доступны для чистки. Регенератор имеет высокую тепловую эффективность благодаря двустороннему оребрению поверхности.

В описанном типе аппарата прочность определяется качеством пайки. Серия испытаний на ползучесть при температуре 480°С и усилиях, эквивалентных давлениям до 70 кг/см², показала работоспособность паяных соединений. По данным фирмы

Эйр Прехитер за 15 лет не было зарегистрировано нарушений паяных соединений (с 1949 по 1964 год были изготовлены регенераторы для 56 ГТУ общей мощностью около 300 000 кВт) [71]. В настоящее время фирма отказалась от аппарата подобного типа и перешла к производству более дешевых регенераторов. Если раньше каждая воздушная ячейка являлась замкнутым силовым контуром, то в новом типе регенератора (рис. 281, а) усилия воспринимают и элементы газовой стороны, которые работают на сжатие. После опробования этих поверхностей на

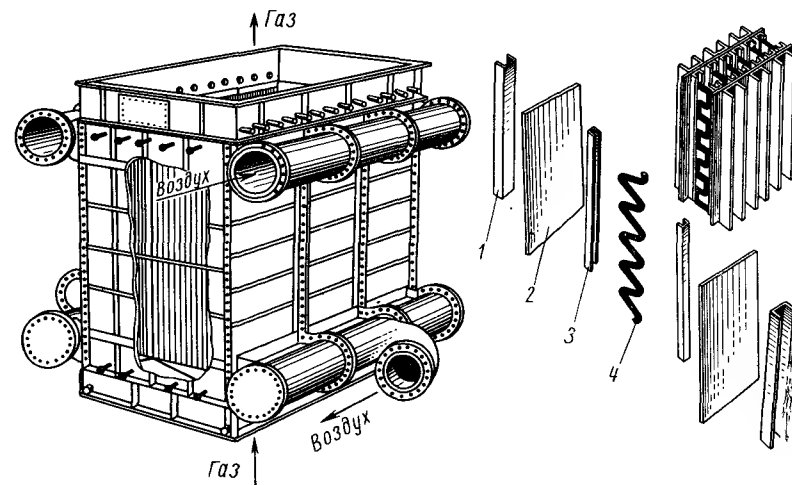


Рис. 280. Регенератор фирмы Эйр Прехитер:
1 — ребро с газовой стороны; 2 — лист; 3 — ребро с воздушной стороны;
4 — проволока

ряде ГТУ были применены другие регенераторы (рис. 281, б). Материал пластин и гофрированной ленты — углеродистая сталь; лента имеет толщину 0,9 мм.

Пластинчатые регенераторы благодаря компактности и малой массе нашли также применение в легких транспортных двигателях, в первую очередь — в автомобильных. К ним предъявляются специфические требования, связанные с резкими изменениями нагрузок. Наряду с минимальными потерями давления рабочих сред при высокой степени регенерации и малыми размерами, эти регенераторы должны иметь очень малую тепловую инерцию. Иначе неизбежны повышенные напряжения и деформации в пластинах и внешних стенках аппарата. Кроме того, в течение весьма короткого периода эксплуатации (порядка 2% от общего ресурса работы) автомобильный двигатель работает при максимальных нагрузках, и в этот период регенератор подвергается воздействию очень высокой температуры. Именно этот

режим и предопределяет выбор материала теплообменной поверхности.

Исходя из этих требований пластинчатые регенераторы выполняют из листов малой толщины — около 0,06—0,08 мм и связывают между собой промежуточными гофрированными листами. Эти листы служат одновременно оребрением. Все элементы соединены пайкой высокотемпературным припоем. В зависимости от давления воздуха, размеров аппарата, загрязненности

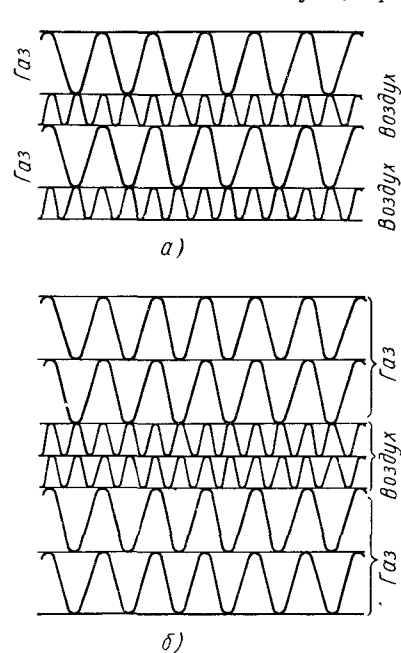


Рис. 281. Поверхности теплообменников регенераторов фирмы Эйр Прехитер

газа и условий работы двигателя могут изменяться конфигурация и сечение каналов для прохода газа и воздуха.

На рис. 282 показаны пластинчатые теплообменники, разработанные фирмой Парсонс применительно к автомобильным газотурбинным двигателям [39]. В регенераторе с пластинами в форме параллелограмма одна и та же пластина может быть использована как для газовой, так и воздушной стороны теплообменника. Этим упрощается технология изготовления аппарата, особенно в условиях массового производства. Однако одинаковые размеры ячеек по воздушной и газовой сторонам регенератора не являются оптимальными, особенно в том случае, если двигатель предназначен для работы при больших нагрузках (при высоком давлении воздуха). Чем выше средний уровень нагрузки двигателя на протяжении ресурса его

работы, тем больше должна быть разница в размерах ячеек воздушной и газовой стороны.

Регенераторы выполняют также несимметричными — прямоугольными, с разными размерами ячеек. При малых проходных сечениях каналов по газовой стороне возможно их засорение сажистыми отложениями. Во избежание этого в регенераторах подобного типа предусматривается подвод воздуха для периодической продувки ячеек с газовой стороны. В средней части пластин по газовой стороне перпендикулярно потоку газа в оребрении выполняется прорезь типа канавки, в которую подается воздух из соответствующих отверстий в подводящих трубках. Воздух отбирается за компрессором и с помощью автома-

тического устройства периодически подается к регенератору во время работы двигателя. Из средних канавок воздух с большой скоростью выходит в обе стороны — по направлению потока газа и против его движения.

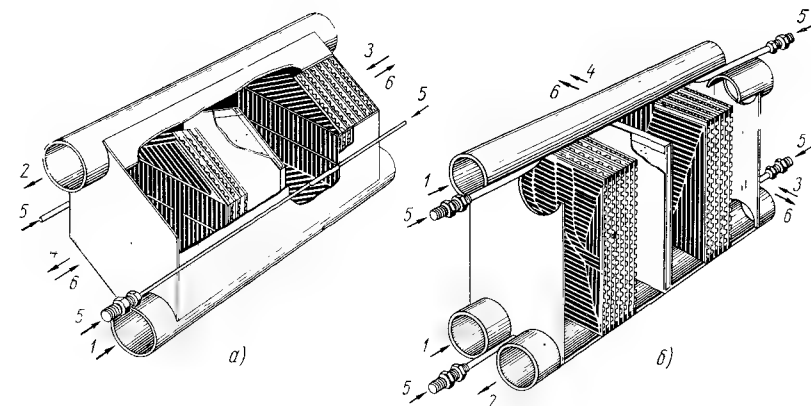


Рис. 282. Регенератор фирмы Парсонс:

a — с пластинами в форме параллелограмма; б — с прямоугольными пластинами; 1, 2 — вход и выход воздуха; 3, 4 — вход и выход газа; 5, 6 — вход и выход воздуха для очистки

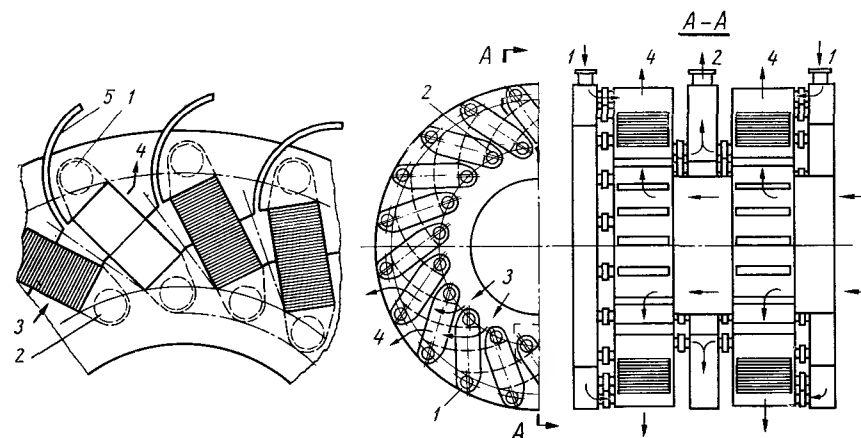


Рис. 283. Регенераторы группы английских фирм:

1, 2 — вход и выход воздуха; 3, 4 — вход и выход газа; 5 — вход воздуха для очистки

На рис. 283 показаны элементы автомобильного пластинчатого регенератора, который набран из стандартных пластинчатых секций, скомпонованных по периферии кольца. В зависимости от габаритов двигателя и параметров рабочей среды можно выбрать необходимое количество стандартных элементов,

каждый из которых представляет собой набор пластин с треугольными каналами для прохода газа и воздуха. Воздух движется вдоль элемента от входного коллектора к выходному, а газ движется перпендикулярно к направлению движения воздуха. Благодаря оригинальной компоновке элементов поток газа пересекает сначала нижнюю часть одного элемента, затем верхнюю часть другого. Таким образом, при прямолинейном движении (практически без поворотов) обоих теплоносителей обеспечивается двукратный перекрестный ток с одним ходом по воздуху и двумя ходами по газу. Такая схема может быть использована не только в пластинчатых, но и в трубчатых аппаратах.

Теплообменную поверхность можно развить как за счет увеличения диаметра аппарата, так и путем комбинации его из нескольких кольцевых секций. На рис. 283 показана схема аппарата, состоящего из двух кольцевых секций. Ячейки газовой стороны в регенераторе чистят с помощью сжатого воздуха. Так как газ проходит последовательно через две секции, сжатый воздух подводят в пространство между секциями.

Еще одной специфической особенностью автомобильных и других компактных транспортных установок является близость регенератора к последней ступени турбины. При форсированных режимах работы установки или в период пуска двигателя при догорании избытков топлива возможен заброс пламени в регенератор. Во избежание перегрева аппарата с газовой стороны на входе иногда устанавливают пламегасительные сетки, которые одновременно способствуют равномерному распределению скорости газа перед фронтом теплообменного элемента.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Принцип действия регенеративных воздухоподогревателей основан на попеременном омывании теплообменной поверхности потоками горячего газа и холодного воздуха. При прохождении газа теплообменный элемент (матрица) нагревается, аккумулируя тепло, а при последующем прохождении воздуха отдает ему это тепло. Конструктивно подобные аппараты можно выполнять с неподвижной матрицей и с клапанами или задвижками, попеременно направляющими потоки газа и воздуха через матрицу, а также с движущейся матрицей (чаще всего вращающейся), последовательно проходящей через воздушную и газовую камеры и поочередно омываемую воздухом и газом.

Регенеративные подогреватели имеют более сложную конструкцию, чем рекуперативные аппараты, и многие их специфические конструктивные проблемы до настоящего времени не нашли удовлетворительного решения, поэтому их применяют только в тех ГТУ, где их использование вызвано крайней необходи-

мостью и применение рекуперативных воздухоподогревателей исключается вследствие их больших размеров и массы. Такими установками являются только автомобильные двигатели, которым свойственны небольшая степень повышения давления (умеренные перетечки воздуха) и малый расход рабочего тела (небольшие размеры аппарата) наряду с необходимостью в высокой степени регенерации и ограниченными размерами аппарата.

На рис. 284 показан регенератор с неподвижной матрицей [39]. В нем имеется две матрицы 3 и 6, расположенные по периферии корпуса 4. В средней части корпуса размещены два полых золотниковых клапана 10 и 11, имеющих возвратно-посту-

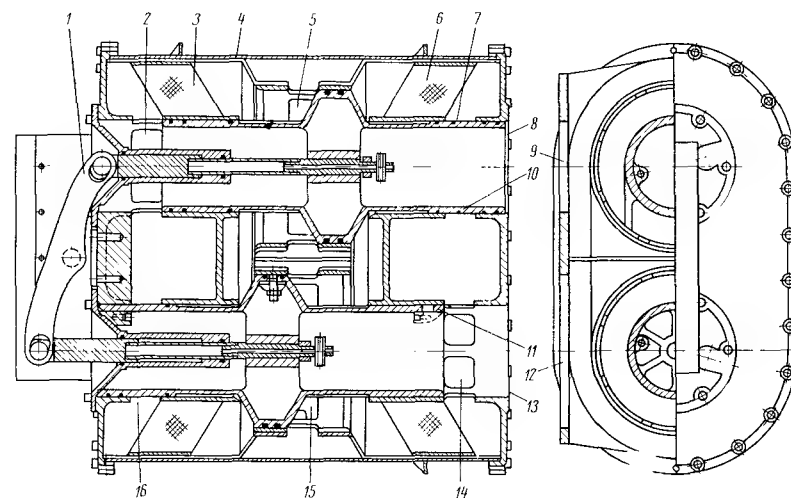


Рис. 284. Регенеративный подогреватель с неподвижной матрицей и механическим приводом

пательное движение и связанных рычагом 1. Золотниковые клапаны при перемещении поочередно открывают окна, пропускающие газ и воздух через матрицы. Газ подводится к средней части корпуса через входной патрубок 12, затем проходит через окна 15 и поступает к матрице 6. Проволочная набивка матрицы нагревается, а охлажденный газ через окна 14 и выходной патрубок 13 удаляется в атмосферу. Воздух из компрессора в это время проходит из входного патрубка 9 через окна 5 к предварительно нагретой матрице 3, отбирает у нее тепло и далее через окна 2 и внутреннюю полость золотника 10 направляется по патрубку 8 к камере сгорания. Во избежание перетечек воздуха на газовую сторону золотники снабжены уплотнительными поршневыми кольцами. Через определенный промежуток времени клапан 10 передвигается в крайнее левое положение, клапан

11 — в правое. Путь газа при этом таков: патрубок 12 — окна 15 — матрица 3 — окна 16 — внутренняя полость золотникового клапана 11 — патрубок 13; путь воздуха: патрубок 9 — окна 5 — матрица 6 — окна 7 — патрубок 8.

На рис. 285 показан аналогичный регенератор, отличающийся от предыдущего тем, что его золотниковые клапаны не имеют механической связи, а перемещаются клапаны с помощью поршневого пневматического привода [30]. Рабочим телом для перемещения клапанов является воздух, отбираемый за компрес-

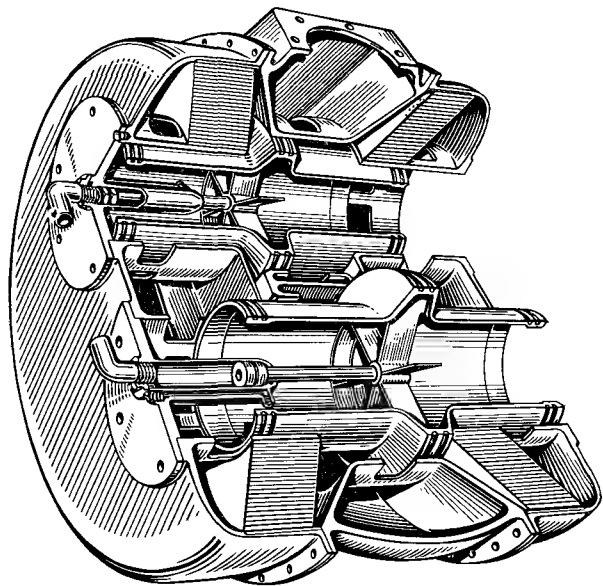


Рис. 285. Регенеративный подогреватель фирмы Парсонс с неподвижной матрицей и пневматическим приводом

сором, однако для этой цели можно использовать также жидкостные сервомоторы. Механическому приводу присущи сложность, громоздкость и непосредственная связь частоты переключения клапанов с числом оборотов двигателя.

Использование регенераторов с неподвижной матрицей ограничивается из-за сложности переключающих устройств, вынужденных работать при резких изменениях температуры. Кроме того, поскольку фронтальное сечение матрицы выбирают исходя из скорости газа, определяемой допустимыми потерями давления, то при прохождении через это сечение воздуха со значительно меньшим объемным расходом скорость его движения существенно ниже оптимальных значений, и вследствие этого эффективность работы аппарата падает.

На рис. 286 показан регенератор с подвижной матрицей поршневого типа. Две матрицы, получающие возвратно-поступательное движение от пневматического сервомотора, передвигаются вместе с золотниковым клапаном, поочередно открываящим окна для прохода газа и воздуха. Регенератор поршневого типа несколько проще регенератора с неподвижными матрицами, поскольку в нем имеется всего один золотниковый клапан, но ему присущи все остальные недостатки, свойственные аппаратам с неподвижными матрицами. Практического применения в газотурбостроении такие аппараты не получили.

Если в рекуперативных теплообменниках транспортных ГТУ предельная степень регенерации не превышает 70%, то во вра-

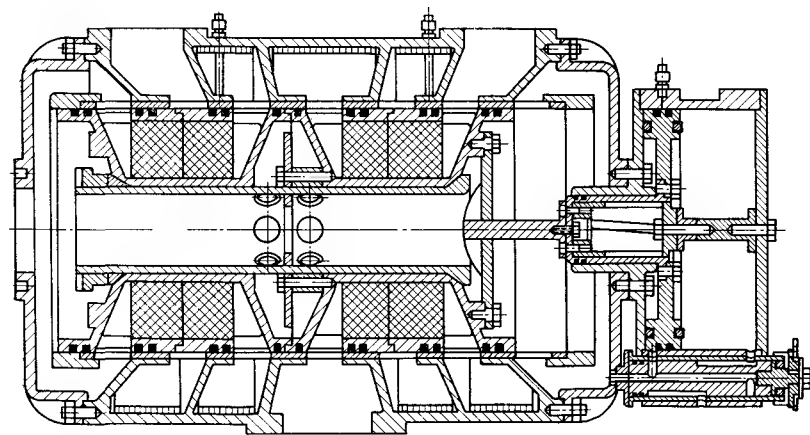


Рис. 286. Регенератор фирмы Парсонс с подвижной матрицей поршневого типа

щающихся регенераторах степень регенерации может быть достигнута 80—85 и даже 90%. Объясняется это в первую очередь малыми размерами каналов для прохода теплоносителей в матрице (эквивалентный диаметр канала может исчисляться долями миллиметра); это обеспечивает высокую эффективность теплообмена и малую абсолютную длину канала (отношение длины канала к его эквивалентному диаметру для заданной степени регенерации лежит в определенном интервале величин). Таким образом, вращающиеся регенераторы имеют малые размеры матрицы в направлении движения теплоносителей.

Характерной особенностью вращающихся регенераторов является способность их к самоочистке от сажистых отложений, осаждающихся в каналах матрицы при плохом сгорании топлива. Так как через каналы матрицы попеременно идет газ и воздух, последний, проходя под высоким давлением, продувает каналы и

не дает возможности осаждаться твердым частицам. Самоочи-
стке способствует также то, что газ и воздух движутся в проти-
воточном направлении и воздух выдувает отложения в направ-
лении, противоположном тому, по которому они были занесены.
Тем не менее, при работе двигателя на плохих сортах топлива
или при нарушении процесса горения ячейки матрицы со време-
нем загрязняются и эффективность регенератора падает. В пер-
вую очередь это сказывается на потерях давления в аппарате.

Вращающиеся регенераторы выполняют с дисковыми или с
барабанными матрицами (рис. 287). Дисковые имеют осевое
движение теплоносителей (относительно оси вращения матрицы),
барабанные — радиальное. В статоре 2 регенератора выполнены
каналы для подвода и отвода воздуха. Газ проходит в направ-
лении, обратном движению воздуха. Матрица 4 приводится в дви-
жение внешним приводом 6. Между воздушным и газовым кана-
лами, а также на периферии матрицы устанавливают скользя-
щие уплотнения 7 и 8, которые ограничивают утечки с
воздушной стороны на газовую и с газовой стороны в атмосферу.

Расчет и проектирование вращающихся регенераторов
подробно освещены в работе В. Хринижака [30].

Рассмотрим конструкции некоторых дисковых и барабанных
регенераторов автомобильных ГТУ и их параметры.

В двигателе мощностью 120 л. с. фирмы Крайслер применен
дисковый регенератор с вертикальной осью вращения. Диаметр
теплообменного элемента 485 мм, толщина 76 мм. Воздух из
компрессора поступает по напорному патрубку в воздухохрани-
лище, расположенный в верхней части двигателя, откуда идет
вниз через матрицу; газ движется снизу вверх. Степень регенера-
ции составляет 83% на полной нагрузке и 87% при одной чет-
верти нагрузки. Двигатель CR-2A мощностью 140 л. с. (см.
рис. 64, а) также снабжен дисковым регенератором с вертикаль-
ной осью, расположенным в цилиндрической камере в верхней
части двигателя. Привод диска осуществляется от вала турбо-
компрессора с передаточным отношением 2800, что обеспечивает
число оборотов диска 16—17 в минуту. Степень регенерации со-
ставляет 90%, потеря давления — 4%, утечки воздуха — 4%.
Аналогичный дисковый регенератор применен и в автомобильном
двигателе мощностью 250 л. с. шведской фирмы Волво (см.
рис. 69). Отличительной особенностью регенератора является
крепление диска на подшипниках качения. Степень регенерации
равна 86%.

Расположение регенератора в верхней части двигателя ока-
залось не вполне удачным, и в дальнейшем фирма Крайслер
отказалась от подобной компоновочной схемы и взяла схему,
принятую фирмами Джeneral Моторс и Ровер: в двигателях
этих фирм регенератор выполнен в виде двух вращающихся мат-
риц, расположенных по обеим сторонам корпуса турбин. При

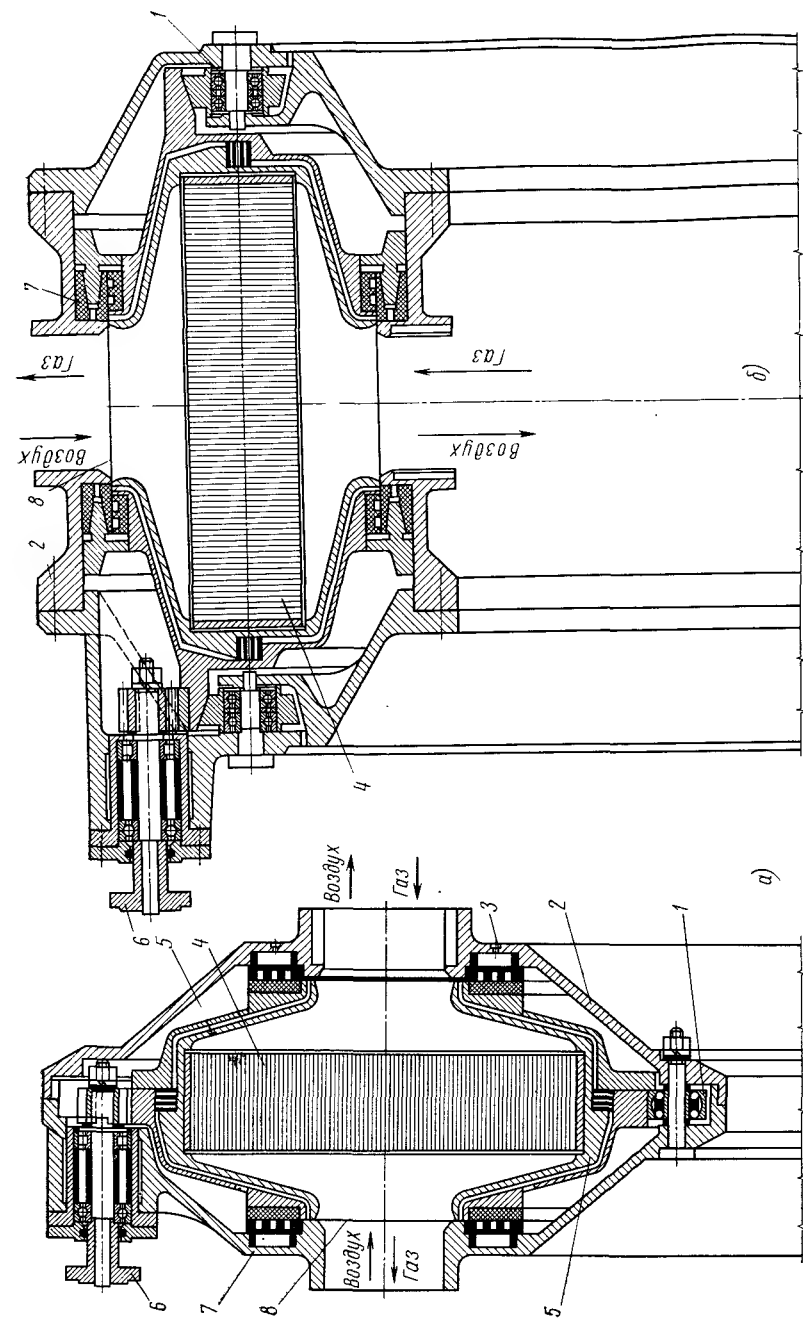


Рис. 287. Регенераторы фирмы Парсонс:

а — дисковый; б — барабанный; 1 — подшипник; 2 — статор; 3 — отверстие для охлаждения уплотнения; 4 — матрица; 5 — ротор; 6 — привод; 7 — внешнее уплотнение; 8 — внутреннее уплотнение

этом сокращается высота двигателя, что облегчает его компоновку на автомобиле (особенно в задней части кузова), уменьшаются размеры матриц и достигается симметрия газовоздушного тракта.

На рис. 64, б показан двигатель А-831 мощностью 140 л. с. фирмы Крайслер. Две дисковых матрицы регенератора расположены по бокам корпуса, их оси размещены на уровне оси двигателя под углом 90° к ней. Диаметр диска 383 мм, число оборотов от 9 в минуту на холостом ходу до 22 в минуту при максимальной нагрузке. Диск приводится в движение зубчатой

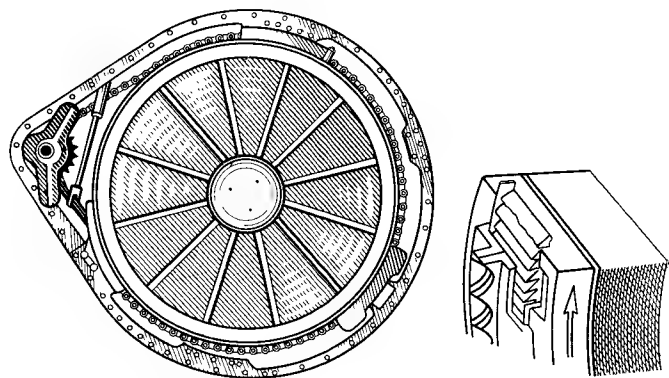


Рис. 288. Элементы керамического регенератора ГТУ 2S/150 фирмы Ровер

передачей от редуктора вспомогательных механизмов турбокомпрессора. Матрица имеет набивку из листовой омедненной нержавеющей стали в виде сотовой конструкции. Диск не разделен на отсеки; перетекание воздуха предотвращается торцовыми уплотнениями, плотно прилегающими к набивке.

Подобная схема размещения регенератора, использованная и в автомобильном двигателе фирмы Остин (см. рис. 68), дает общее представление о размерах и компоновке регенератора.

Принципиально новое решение в создании высокоэффективных регенераторов приняла английская фирма Ровер. В автомобильном двигателе на базе ГТУ 2S/150 (см. рис. 67) применен регенератор с матрицами из керамического материала «Керкор», разработанного американской фирмой Корнинг Гласс Уоркс. Ранее эта фирма участвовала в создании матрицы со стеклянной набивкой. Материал «Керкор» имеет высокую теплостойкость и малый коэффициент расширения. Исследования показали, что материал сохраняет работоспособность при температуре 900°C , в то время как предельный уровень температуры для металлических матриц не превышает 650°C . На рис. 288 показаны эле-

менты регенератора. Диск выполнен из керамического материала, набивка имеет ячеистую структуру, а втулка и обод — сплошные. Диаметр диска 445 мм, толщина 76 мм. Каналы для прохода теплоносителей имеют треугольное сечение длиной 0,96 мм, высотой 0,5 мм; толщина перемычек 0,125 мм. Степень регенерации 90%, утечка воздуха менее 3%, число оборотов матрицы при полной нагрузке 20 в минуту, мощность, затрачиваемая на привод матрицы, 0,5 л. с. В регенераторе использованы новые конструктивные решения в части привода диска. Так, зубчатый венец на ободке склепан из двух частей и соединен с матрицей не жестко, а соосно дистанционирован относительно

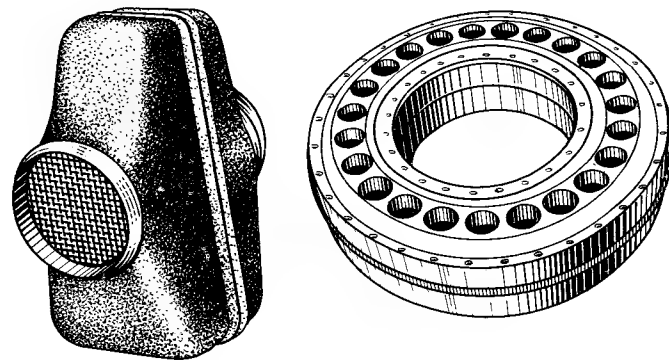


Рис. 289. Дисковая матрица регенератора ГТУ фирмы Парсонс

керамической матрицы кольцевыми пружинами из сплава Нимоник 90; материал зубчатого венца — углеродистая сталь. Диск приводится в движение цепной передачей и поддерживается в радиальном направлении тремя опорами скольжения — башмаками.

Применение керамических матриц ряд лет привлекало внимание конструкторов. До разработки материала «Керкор» предпринимались попытки создания регенераторов с керамическими матрицами, но в предыдущие годы не могли получить керамические диски необходимого размера, поэтому фирма Парсонс предложила конструкцию регенератора с четырьмя малыми дисковыми матрицами вместо одной большой. Автомобильный двигатель мощностью 120 л. с. с подобным регенератором изображен на рис. 70. Каждый диск имеет на периферии зубчатый венец, входящий в зацепление с центральной шестерней, приводимой в движение от гидромотора. Насос, питающий гидромотор, связан с турбокомпрессором.

Представляет интерес конструкция дисковой матрицы опытного регенератора фирмы Парсонс (рис. 289). Регенератор

предназначен для автомобильного двигателя мощностью 120 л. с. Набивка матрицы выполнена из металлической проволоки и во избежание перетекания воздуха в тангенциальном направлении размещена в 24 отдельных камерах. Каждая камера имеет круглые входной и выходной патрубки, которыми она закреплена в общих кольцевых стенках диска. Этим достигается свобода температурных расширений каждой камеры и эффективность работы уплотнений, соприкасающихся с плоскими поверхностями кольцевых стенок. Исследования аппарата на стенде показали,

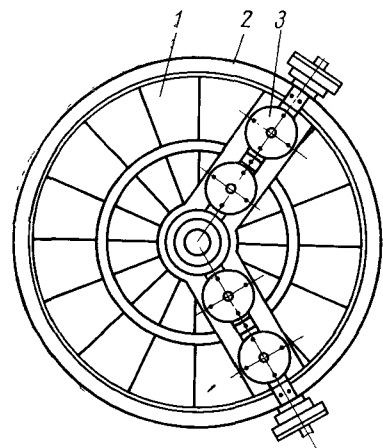


Рис. 290. Экспериментальный дисковый регенератор фирмы Форд: 1 — матрица; 2 — корпус; 3 — уплотнение

что перетечки воздуха при полной нагрузке (давление воздуха 3 ата) не превышают 4%. Отношение проходных сечений по газу и воздуху — 2 : 1, поверхность теплообмена около 0,2 м², расход воздуха 1,36 кг/сек, число оборотов матрицы 30 в минуту.

На рис. 290 показан экспериментальный регенератор с дисковой матрицей фирмы Форд. Набивка матрицы образована плоской и гофрированной лентами, намотанными на втулку. Диаметр втулки 102 мм, внешний диаметр диска 560 мм, ширина ленты 76 мм, ее толщина 0,05 мм. Общая длина ленты 535 м, ее масса 16 кг, число каналов 250 тыс., эквивалентный размер канала 0,66 мм, коэффициент плотности

набивки 5040 м²/м³. Материал ленты — нержавеющая сталь. Отношение проходных сечений по газовой и воздушной стороне составляет 2 : 1, степень регенерации — 80%, потери давления по газовой стороне — менее 7%, число оборотов ротора — 20 в минуту. Ротор вращается в двух графитовых подшипниках, расположенных внутри втулки.

Наряду с дисковыми матрицами в автомобильных двигателях получили применение и барабанные матрицы. В ряде случаев барабанные матрицы обеспечивают определенные компоновочные преимущества двигателя. Использование барабанных матриц характерно для двигателей фирмы Джeneralл Моторс (см. рис. 66). Регенератор представляет собой два барабана, расположенных по обеим сторонам корпуса турбин. Между боковыми стенками барабанов размещена металлическая набивка. Воздушная и газовая полости разграничены перемышкой 8 и уплотнениями 7. Отношение проходных сечений по газу и воздуху — примерно 2 : 1. Барабаны приводятся в движение шестер-

ней 11, получающей вращение от гидромотора, питаемого от электронасоса. Этим обеспечивается постоянство числа оборотов (20—30 в минуту) независимо от режима работы установки. Опорой барабана служит ролик 12. Внутренняя полость барабана является воздухохоборником; в ней помещены четыре камеры 17, сгруппированные попарно по обе стороны турбины в плоскости, перпендикулярной к оси установки. Камеры представляют собой перфорированные пламенные трубы без корпусов, так как воздухохоборник является их общим корпусом. Компоновка не имеет трубопроводов, соединяющих элементы установки с регенератором, поэтому потери давления в газоздушном тракте минимальные. Степень регенерации составляет 80%.

Более совершенный двигатель GT-305 «Огненный вихрь» мощностью 225 л. с. имеет аналогичную конструктивную схему регенератора. Степень регенерации поднята до 86%, число оборотов барабанов составляет 30 в минуту. Набивка матрицы выполнена из проволоки. Внешний диаметр матрицы 542 мм, ширина 206 мм, глубина в радиальном направлении 50,8 мм. Привод барабанов осуществляется от вала турбокомпрессора через систему косозубчатых шестерен и червячную передачу с общим передаточным отношением около 1000. Перетечки воздуха на газовую сторону в уплотнениях составляют 2,5% при холостом ходе и 4% при полной нагрузке. Дополнительная перетечка воздуха в обход матрицы не превышает 1% — эта величина в данной конструкции относительно мала благодаря низким потерям давления при проходе воздуха через матрицу [116].

Периодические изменения температуры в набивке, свойственные регенеративным теплообменникам, весьма незначительны: так, максимальная неравномерность в окружном направлении не превышает 55°С; в то же время благодаря высокой эффективности поверхности теплообмена в радиальном направлении на длине всего 50,8 мм перепад температур достигает 470°С.

Двигатель GT-309 мощностью 280 л. с. фирмы Джeneralл Моторс (см. рис. 65) имеет аналогичный по конструкции регенератор со степенью регенерации 90%. Привод барабанов осуществляется через зубчатую передачу с фрикционной муфтой от вала силовой турбины низкого давления. Число оборотов барабана 30 в минуту. Регенератор исключает необходимость в глушителе шума выпуска и вместе с тепловой изоляцией существенно снижает излучение тепла в окружающую среду.

В литературе указывается также, что можно создать турбо-регенератор — матрицу с небольшими турбинными лопатками на периферии или с радиальными перемышками, которым придана изогнутая форма. Матрица вращается под воздействием на лопатки потока, движущегося через регенератор. На рис. 291 показан турбо-регенератор фирмы Парсонс. Неподвижные лопат-

ки 4, закрепленные в воздушном канале, направляют поток воздуха на рабочие лопатки 6, которые представляют собой изогнутые радиальные перемычки матрицы.

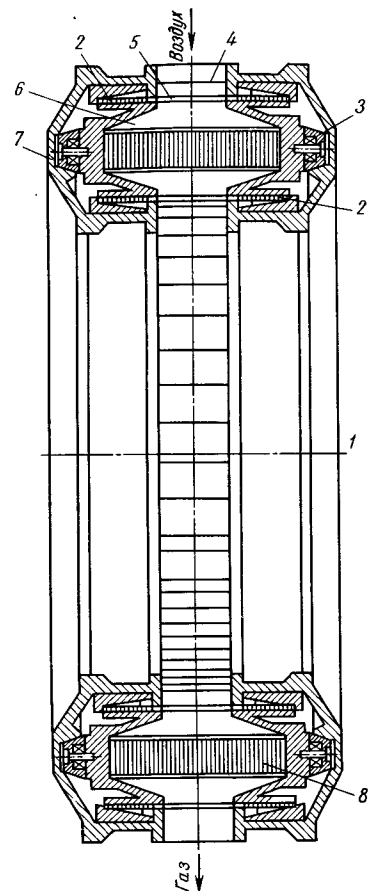


Рис. 291. Турбогенератор фирмы Парсонс:

1 — ось вращения; 2 — наружные уплотнения; 3 — опоры ротора; 4 — неподвижные лопатки; 5 — внутренние уплотнения; 6 — лопатки ротора; 7 — статор; 8 — матрица

В заключение следует остановиться на специфической проблеме регенераторов с вращающимися матрицами — проблеме уплотнений. Известно, что перетечка 1% массового расхода воздуха на газовую сторону понижает к. п. д. установки примерно на 0,7%. Поэтому при разработке вращающегося регенератора организация эффективной системы уплотнений является вопросом первостепенной важности.

В регенеративных теплообменниках различают два вида перетечек воздуха. Первый — так называемый «перенос» органически присущ всем регенераторам и связан с тем, что в момент переключения клапанов или при повороте матрицы с воздушной стороны на газовую перемещается определенный объем воздуха, заполняющего в этот момент матрицу или отдельные ее отсеки. Количество переносимого воздуха непосредственно связано с частотой переключения клапанов или со скоростью вращения матрицы, поэтому во избежание излишних потерь частоту переключения или скорость вращения снижают до предела, диктуемого тепловыми показателями матрицы. Снижение скорости движения благоприятно сказывается также на износе уплотнений. Так, в автомобильной ГТУ фирмы Ровер перетечки воздуха вследствие «переноса» составляют 0,6% общего расхода [100].

Второй вид перетечек воздуха — это утечка через уплотнения между неподвижными и движущимися элементами регенератора. В регенераторах с неподвижными матрицами уплотнение золотниковых клапанов достигается поршневыми кольцами и особой сложности не представляет (учитывая малую скорость движе-

ния клапанов по сравнению со скоростью движения поршня в двигателях внутреннего сгорания). Определенные затруднения вызывает подбор материалов колец, организация смазки и компенсация температурных деформаций элементов. Во вращающихся регенераторах организация работоспособной системы уплотнений является очень сложной задачей, над которой в течение многих лет работают ведущие автомобильные фирмы мира. На сегодняшний день минимальная величина перетечек в уплотнениях этих регенераторов составляет 3—5% при полной нагрузке двигателя.

Обычно в регенераторах применяют два типа уплотнений — скользящие и с зазором. Скользящие уплотнения представляют собой башмаки, изготовленные из антифрикционного материала, прижимаемые к ротору регенератора усилием пружин или давлением рабочего воздуха. При автоматическом регулировании силы прижатия башмаков в зависимости от давления воздуха достигается минимальный износ уплотнений. В дисковом регенераторе, изображенном на рис. 290, прижим башмаков уплотнений осуществляется давлением воздуха. Для улучшения прилегания башмаков ко всей поверхности трения при температурных деформациях ротора и статора каждая полоса уплотнений имеет несколько башмаков с индивидуальным нажатием.

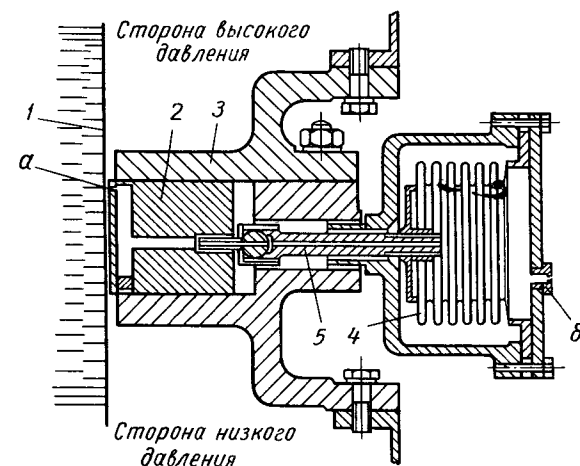


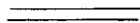
Рис. 292. Саморегулирующееся уплотнение регенератора ГТУ фирмы Крайслер

Интенсивность износа уплотнений зависит от материалов элементов, от структуры матрицы и от смазки поверхности трения. Для понижения коэффициента трения используют жидкие и консистентные высокотемпературные смазки на базе графита и кремния. (Температура элементов уплотнения обычно составляет 300—400°C.) Однако применение смазки может вызвать

засорение ячеек матрицы. Поэтому большой популярностью пользуются материалы, имеющие низкий коэффициент трения в сухом состоянии типа медно-графитовых соединений или сульфида молибдена в комбинации с фосфатированной сталью. В некоторых случаях для интенсивного отвода тепла от уплотнений трущиеся пластины изготавливают полыми с наполнителем из натриевых или калиевых солей, обладающих высокой теплопроводностью.

Большую стабильность имеют уплотнения с гарантированным зазором — в них отсутствуют трущиеся элементы. Минимальный зазор можно поддерживать механическим путем с помощью дистанционирующих роликов или автоматически, воздействием на башмак импульса от гидравлической, электрической или воздушной системы. На рис. 292 показано саморегулирующееся уплотнение дискового регенератора фирмы Крайслер с импульсом от воздушной системы. В статоре 3 расположен башмак 2, прижимающийся к ротору 1 давлением воздуха в сильфоне 4. В поверхности трения башмака имеется отверстие *a*, через которое воздух со стороны высокого давления проникает внутрь башмака и по отверстию в штоке 5 проходит в сильфон. Через малое калиброванное отверстие *b* небольшое количество воздуха постоянно удаляется в атмосферу. При повышенном зазоре между башмаком и ротором через отверстие *a* в сильфон устремляется большее количество воздуха, чем стравливается через отверстие *b*, и башмак прижимается к ротору. При слишком малом зазоре воздух из сильфона выходит через отверстие *b* и башмак отодвигается от ротора. Соответствующим подбором сечений отверстия *b* определяется необходимый зазор в соединении.

При зазоре в уплотнении в интервале 25—75 мкм и перепаде давлений 3—4 кг/см² величины утечек воздуха составляют 0,03—0,045 кг/сек на 1 м длины уплотнения [30].



ПУСК ГТУ И ПУСКОВЫЕ УСТРОЙСТВА

МОЩНОСТЬ ПУСКОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Для начала самостоятельной работы турбокомпрессору ГТУ должна быть придана определенная скорость вращения. Это достигается с помощью какого-либо пускового двигателя, разгоняющего ротор турбокомпрессора. В процессе пуска при 15—20% номинального числа оборотов включается зажигание и подача топлива в камеры сгорания. После воспламенения топлива зажигание выключается и горение в камерах поддерживается непрерывно. По мере роста температуры газа и увеличения числа оборотов возрастает мощность, вырабатываемая турбиной, и соответственно сокращается мощность пускового двигателя. По достижении примерно одной трети номинального числа оборотов наступает режим самостоятельной работы турбокомпрессора, при котором мощность турбины полностью обеспечивает мощность, потребляемую компрессором. Пуск сложных ГТУ с несколькими ступенями сжатия и расширения производится с помощью соответствующего числа пусковых двигателей, приводящих в движение валы турбокомпрессоров. Так, в двухвальных ГТУ Ленинградского металлического завода, фирм Броун — Бовери, Джeneral Электрик и др. предусмотрены пусковые двигатели для каждого вала. Однако при определенных благоприятных условиях двухвальные установки можно приводить в действие одним пусковым двигателем (авиационные ГТУ, установки фирмы СТАЛ и др.). В подобных ГТУ пусковой двигатель связан с валом компрессора высокого (или среднего) давления; при этом воздух, проходящий через компрессор низкого давления, приводит его во вращение.

Мощность пускового двигателя складывается из следующих составляющих:

$$N = N_{\kappa} - N_{\text{т}} + N_{\text{уск}} + N_{\text{прив}} + N_{\text{тр}} + N_{\text{всп}},$$

где N_{κ} — мощность, потребляемая компрессором;

- N_m — мощность, развиваемая турбиной;
 $N_{ук}$ — мощность, затрачиваемая на ускорение вращающихся элементов двигателя (турбины, компрессора, приводного механизма, вспомогательных механизмов);
 $N_{прив}$ — мощность, потребляемая приводным механизмом;
 $N_{тр}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление трения в подшипниках;
 $N_{всп}$ — мощность, потребляемая вспомогательными механизмами (масляным и топливным насосами, бустерным компрессором для форсунок и т. п.).

Рассмотрим в отдельности каждую из составляющих с точки зрения возможности сокращения мощности пускового двигателя.

Мощность, потребляемая компрессором. Известно, что в период пуска и работы на малых нагрузках ГТУ с осевыми компрессорами степени сжатия ступеней компрессора могут оказаться настолько низкими, что турбина не сможет пропустить весь расход воздуха. Во избежание помпажа компрессора часть сжимаемого воздуха должна быть удалена в атмосферу через противопомпажные клапаны. Для сокращения мощности, потребляемой компрессором, желательно, чтобы через противопомпажные клапаны удалялось как можно больше воздуха, а сжатие подвергалось минимально допустимое его количество. С этой точки зрения на компрессорах, а в установках с несколькими ступенями сжатия и между компрессорами, следует устанавливать несколько противопомпажных клапанов с постепенным их закрытием по мере роста числа оборотов. Существенное снижение мощности такой метод может обеспечить в установках с высокой степенью сжатия. В одновальных ГТУ со средней степенью сжатия оказывается целесообразным устанавливать клапаны с двумя крайними положениями «Открыто» и «Закрыто», а в компрессорах с малой степенью сжатия потребность в клапанах может отпасть.

В двухвальных судовых ГТУ, в частности в ГТУ-20 ЛКЗ, при жесткой связи турбокомпрессора низкого давления с винтом возможен пуск установки в режиме «Стоп-винт», т. е. при заторможенном роторе компрессора (пусковой двигатель соединен с турбокомпрессором высокого давления). Экспериментальные исследования показали, что неподвижный компрессор создает значительные потери при просасывании через него воздуха. Потери могут быть резко сокращены даже при очень небольшом числе оборотов. В подобных схемах рекомендуется иметь обводную воздушную магистраль, соединяющую входные патрубки компрессоров низкого и высокого давления [7].

Пуск регенеративных ГТУ после кратковременной остановки может быть сопряжен с затруднениями вследствие аккумуляции тепла в регенераторе. Воздух из компрессора, проходя через регенератор, нагревается, и турбина может его пропустить

возросшего объемного расхода; следствием этого является помпаж компрессора. Подобное явление отмечалось в установке ГТУ-3 мощностью 300 кВт завода «Экономайзер» [16]. Пуск горячей установки стал возможен только после двухкратного увеличения сечения противопомпажных клапанов.

Мощность, развиваемая турбиной. С повышением температуры газа перед соплами мощность турбины возрастает. В период пуска может быть допущено увеличение температуры выше ее номинального значения, так как число оборотов ротора и напряжения от центробежных сил в его элементах относительно невелики. При малых числах оборотов ротора турбина работает в нерасчетных условиях и ее к. п. д., так же как к. п. д. компрессора, существенно снижается. Поэтому для эффективной работы турбины необходимо значительное увеличение температуры, иначе возрастут числа оборотов, при которых наступает самостоятельная работа турбокомпрессора.

Скорость повышения температуры определяется в первую очередь термическими напряжениями в элементах турбины. Если турбина имеет поворотные сопловые лопатки, в процессе пуска их можно установить в оптимальное для данного режима положение, что приводит к повышению к. п. д. и мощности турбины. Поворотными лопатками снабжены установки фирмы Джeneral Электрик и ряд автомобильных ГТУ.

После того как будет отключен стартер, начнет самостоятельно работать турбокомпрессор и повышаться число оборотов турбомашин, к. п. д. их возрастает и температура перед турбиной может быть постепенно уменьшена. В период разгона турбокомпрессора дозировка топлива должна производиться очень точно во избежание недопустимого увеличения температур. Опасность перегрева турбины усугубляется тем, что в камерах может скопиться жидкое топливо (особенно в многокамерных системах при наличии свечей не во всех камерах) и при его воспламенении температура газа резко возрастает. Для обеспечения надежности работы установки всегда целесообразно использовать автоматические системы пуска, в которых последовательность операций и дозировка топлива производятся специальными механизмами — этим исключаются возможные ошибки при пуске и облегчаются функции персонала.

При пуске и — главное — при наборе нагрузки лимитирующими факторами является не абсолютная температура газа, а температурный градиент в деталях, омываемых горячим газом, и взаимное положение ротора и статора. При многократных тепловых ударах корпус турбины с горизонтальным разъемом теряет круглую форму, а в элементах фланцевых соединений возникают большие напряжения, которые могут быть причиной поломки крепежных деталей и образования трещин в корпусе.

Ускоренный набор нагрузки может быть допущен при корпусах без продольных разъемов.

Мощность, затрачиваемая на ускорение вращающихся элементов,

$$N_{уск} = J\omega \frac{d\omega}{dt},$$

где J — момент инерции вращающихся элементов;

ω — угловая скорость вращения;

$\frac{d\omega}{dt}$ — ускорение.

В стационарных ГТУ крупной и средней мощности, как правило, не выдвигается жестких требований к достижению кратчайшего времени пуска. Поэтому даже при больших моментах инерции роторов турбокомпрессоров мощность, затрачиваемая на ускорение, не является определяющей. Однако в ряде стационарных и особенно транспортных установок, в которых должен быть обеспечен быстрый пуск, а мощность пусковых двигателей ограничена, стремление уменьшить момент инерции вращающихся масс налагает отпечаток не только на конструкцию роторов, но и на выбор схемы установки. Так, при неблокированной схеме (генератор или другой механизм приводится в движение свободной силовой турбиной) пусковой двигатель должен разогнать только ротор турбокомпрессора, а при заблокированной схеме мощность пускового двигателя должна быть увеличена с учетом момента инерции ротора приводного механизма.

Уменьшение момента инерции достигается применением в осевых турбомашинах дисковых роторов малой металлоемкости, с минимальными массами металла в ободах и облегчением облопачивания. В компрессорах эти вопросы решаются проще, чем в турбинах, так как уровень температур и напряжений в них ниже и возможности конструктивных вариаций значительно шире. Имеется также возможность использования легких сплавов для облопачивания и дисков первых ступеней. Кроме того, число ступеней осевых компрессоров больше, чем число ступеней турбин, поэтому мероприятия, позволяющие сократить момент инерции ротора компрессора, могут существенно облегчить все вращающиеся массы. Роторы турбин, как правило, весьма напряжены и их конструкция определяется не только условиями механической прочности, но и возможностью организации воздушного охлаждения. В части облопачивания существенный эффект может дать применение полых лопаток.

Примером установок, где одним из основных требований было сокращение пусковой мощности, может служить ГТУ мощностью 1000 кВт фирмы Аллен для привода судового электрогенератора и стационарные ГТУ фирмы СТАЛ мощностью 10 000

и 40 000 кВт. Все эти установки имеют свободную силовую турбину, приводящую в движение генератор, и облегченные роторы турбокомпрессоров. Благодаря этому в ГТУ фирмы Аллен мощность электростартера удалось снизить до 16 л. с. (менее 1,2% мощности установки) при времени выхода на режим холостого хода всего 1 мин. Ротор компрессора был максимально облегчен — он выполнен дисковым без вала; диски стянуты центральным стяжным болтом. Размеры ободов дисков сведены к минимуму, так как лопатки закреплены между дисками и обод не перерезается пазами рабочих лопаток. Ротор турбины — также облегченной конструкции.

В установках фирмы СТАЛ принят воздушный пуск, при котором пусковая мощность реализуется в течение весьма короткого промежутка времени, чем и обуславливаются требования к возможному сокращению момента инерции вращающихся масс. Роторы компрессоров и турбин выполняют дисковыми наборными. Радиальные турбомашины с малым числом ступеней имеют существенно меньшие моменты инерции по сравнению с многоступенчатыми осевыми.

Мощность, потребляемая приводным механизмом. Если приводной механизм соединен с тем же турбокомпрессором, который раскручивается стартером, то потребляемая приводным механизмом мощность должна быть приплюсована к мощности пускового двигателя. В процессе пуска могут потреблять мощность приводные компрессоры, воздуходувки, насосы. Генераторы в этот период еще не подключены к сети и мощность не потребляют.

Потребляемая при пуске насосами и компрессорами мощность может быть существенно сокращена путем сброса рабочего тела из напорной магистрали во всасывающую. Более радикальным, хотя и конструктивно более сложным способом, является установка разобщительной муфты между валом турбокомпрессора и приводным механизмом. Муфта включается вручную или автоматически после отключения пускового двигателя, когда турбокомпрессор способен развить значительную избыточную мощность — обычно при 80—90% номинального числа оборотов. При этом мощность пускового двигателя сокращается вследствие исключения момента инерции вращающихся масс приводного механизма. Конструкция муфты может быть как механическая фрикционная, так и гидравлическая. Гидравлическая муфта обеспечивает более мягкое включение и плавный подъем чисел оборотов приводного механизма. В ГТУ со свободной силовой турбиной полезной мощности необходимость в разобщительных муфтах отпадает.

Широкое применение нашли разобщительные муфты в ГТУ малой мощности особенно при транспортабельном их исполнении. В этих автономных ГТУ мощность пускового двигателя должна

быть минимальной, поэтому муфты зачастую устанавливаются даже для привода генератора с тем, чтобы сократить момент инерции вращающихся масс.

Мощность, затрачиваемая на преодоление трения в подшипниках турбокомпрессора, редукционных передачах к приводному механизму и вспомогательным механизмам, а также непосредственно в деталях приводного механизма. Так как газотурбинные установки всегда приводят во вращение ротативные машины, то единственными трущимися парами являются подшипники (трением в салниковых уплотнениях можно пренебречь). Затрата мощности на преодоление трения в подшипниках значительно меньше остальных составляющих пусковой мощности, однако при трогании с места, когда отсутствует масляный клин в подшипниках, ее удельный вес возрастает. Могут иметь место также специфические условия, при которых затраты мощности на преодоление трения в подшипниках и редукционных передачах резко возрастают, в частности, при пуске установки при низкой температуре окружающего воздуха и отсутствии подогрева масла. Радикальным способом уменьшения трения в подшипниковых опорах является применение подшипников качения вместо подшипников скольжения. Так, ГТУ «Сатурн» Т-1000 фирма Солар выпускает в двух модификациях. Стандартное ее исполнение — с подшипниками скольжения; для условий очень быстрого пуска (полный набор нагрузки за 10 сек с момента пуска) при особо низких температурах воздуха все опоры монтируют на подшипниках качения. В ГТУ с ручным пуском также обычно применяют подшипники качения.

Для уменьшения пусковой мощности может быть предварительно включено валоповоротное устройство, сообщаемое ротору небольшое число оборотов. Двигатель валоповорота преодолевает инерцию покоя ротора и масляный клин в подшипниках в определенной степени сформировывается. После пуска стартера, когда число оборотов ротора возрастает, валоповоротное устройство автоматически выходит из зацепления с ротором.

Мощность, потребляемая вспомогательными механизмами. Мощность, потребляемая масляными и топливными насосами, бустерным компрессором для распыливания воздуха в форсунках, вспомогательным электрогенератором и другими механизмами, приводимыми от вала турбокомпрессора, в период пуска установки при малых числах оборотов, обычно незначительна и ее можно не учитывать.

ТИПЫ ПУСКОВЫХ УСТРОЙСТВ

Выбор типа пускового устройства определяется как назначением установки, так и наличием внешних энергоносителей.

В стационарных ГТУ, установленных на электростанциях

параллельно с другими установками, предполагается, что пусковые электродвигатели обеспечены электроэнергией. Особых требований к быстрому пуску подобных ГТУ обычно не предъявляется. Для их пуска используют электродвигатели переменного тока, а в очень мощных установках с тяжелыми роторами — двигатели постоянного тока с питанием от специальных генераторов-двигателей. Если ГТУ предназначена для работы на электростанции параллельно с паротурбинными агрегатами, ее пуск можно производить специальной паровой турбиной. Особенно удобен такой пуск в парогазовых установках. Кроме того, паротурбинный пуск можно применять во взрывоопасных помещениях, где использование электродвигателей исключено (на нефтеперегонных заводах, на химических предприятиях и т. п.).

Пуск автономных стационарных ГТУ при отсутствии внешних источников энергии представляет особенно большие затруднения для крупных машин, пусковые мощности которых исчисляются многими сотнями и даже тысячами киловатт. В этом случае использование для пуска двигателей внутреннего сгорания или иных автономных пусковых средств практически исключается и возможными становятся лишь способы пуска, основанные на длительном аккумулировании какого-либо вида энергии для последующего быстрого ее расходования. Такими видами энергии является электроэнергия постоянного тока, накапливаемая в аккумуляторных батареях от малоомощного генератора-двигателя, и энергия сжатого воздуха, нагнетаемого небольшим компрессором в баллоны-ресиверы и используемая затем в пневматическом пусковом двигателе или используемая для непосредственного воздействия на облопачивание турбомашин. Таким способом можно обеспечить кратковременную подачу очень больших мощностей в период пуска. Основной проблемой является создание соответствующих аккумулирующих емкостей. Ограниченные размеры этих емкостей предопределяют кратковременную подачу энергии к пусковому устройству, поэтому пускать установку необходимо очень быстро, хотя это и не предусмотрено основным назначением установок.

Стационарные ГТУ, служащие для привода нагнетателей на компрессорных станциях магистральных газопроводов, как правило, являются также автономными установками. Наибольшее распространение в этих ГТУ получил пуск при помощи турбодетандера — расширительной турбины, использующей давление газа из газопровода.

В судовых ГТУ торгового флота специальных требований к быстрому пуску не предъявляется; пуск этих установок производится или электродвигателями от бортовой сети, или (чаще всего) паровой турбиной, питаемой от вспомогательных паровых котлов (котлы при работе ГТУ обогреваются уходящими газами, а при неработающей установке — мазутными форсунками).

Корабельные ГТУ для военно-морского флота должны приводиться в действие в течение малого времени (особенно ускорительные установки) и, как правило, автономно — независимо от работы бортовых электрогенераторов. В этом случае установку можно пускать от аккумуляторов (вариант наименее желательный вследствие большой их массы), от пневматической системы, от автономного компактного двигателя, например газотурбинного, или от порохового турбостартера. В судовых установках, выпускаемых небольшими партиями, иногда оказывается целесообразным не использовать специальные пусковые двигатели, а применять стартеры авиационных установок или двигателей иного назначения. Если мощность их недостаточна для пуска корабельной ГТУ, то несколько подобных двигателей могут быть установлены для параллельной работы на общий вал.

Вспомогательные ГТУ, устанавливаемые на борту и предназначенные для привода аварийных электрогенераторов, пожарных и откачивающих насосов и другого оборудования, как правило, имеют небольшую мощность и их пуск осуществляется электростартерами постоянного тока, или пороховыми турбостартерами.

Локомотивные ГТУ и установки для энергопоездов в большинстве своем пускают электродвигателями постоянного тока, питаемыми от дизель-генераторов, или от аккумуляторных батарей. В локомотивных ГТУ с электротрансмиссией постоянного тока пусковым двигателем может служить главный или вспомогательный генератор, или возбудитель генератора. Емкость аккумуляторных батарей выбирают исходя из энергии, необходимой на двух-, трехкратные последовательные попытки пуска, реже — пятикратные. После этого необходимо батареи зарядить от автономного двигателя внутреннего сгорания в течение нескольких часов. Предельная мощность ГТУ при пуске от аккумуляторных батарей составляет около 5000 кВт при двух-трех последовательных пусках. Установки большей мощности требуют увеличения размера и массы батарей, которые занимают значительную часть вагона. При низкой температуре атмосферного воздуха емкость батарей должна быть увеличена, при этом обслуживание усложняется. Поэтому применяемый в ряде установок пуск двигателями внутреннего сгорания предпочтительнее, тем более что этот двигатель может служить одновременно приводом вспомогательного генератора.

ГТУ малой мощности (до 1000 л. с.), как правило, являются автономными установками, и возможные варианты их пуска весьма многообразны. Наиболее часто используется пуск электродвигателями постоянного тока с питанием от аккумуляторных батарей. При наличии центральной системы сжатого воздуха последний может служить рабочим телом в пневматическом двигателе. Нашел применение пуск установки с помощью пуско-

вых турбин, работающих на пороховых газах или продуктах разложения однокомпонентного топлива. При полном отсутствии внешних энергоносителей применяют ручной пуск.

Автомобильные ГТУ, как и поршневые двигатели, приводят в действие только электростартерами постоянного тока с питанием от аккумуляторных батарей.

Электродвигатели. Асинхронные трехфазные двигатели переменного тока имеют неблагоприятную характеристику изменения крутящего момента в функции числа оборотов, поэтому их установочная мощность должна быть существенно выше мощности, потребляемой турбокомпрессором в период пуска. Лучшими пусковыми характеристиками обладают электродвигатели переменного тока с фазовыми кольцами. Сокращение мощности асинхронного электродвигателя может быть достигнуто применением бесступенчатой передачи между двигателем и турбокомпрессором. Бесступенчатая передача может быть гидравлической или с объемными насосами и гидромоторами, или с гидромуфтами и гидродинамическими трансформаторами.

В очень крупных ГТУ с тяжелыми роторами мощности и размеры пусковых двигателей переменного тока достигают неприемлемых величин, вследствие чего для пуска приходится использовать электродвигатели постоянного тока, обладающие более благоприятными характеристиками. Как правило, источниками постоянного тока большой мощности станции не располагают, поэтому в подобных случаях система пуска включает в себя отдельную генератор-двигательную установку, преобразующую переменный ток в постоянный. Дополнительным преимуществом такой системы является возможность длительной обкатки турбокомпрессоров при любом числе оборотов в пределах допустимой мощности электросистемы, что очень ценно при наладке головного образца установки и при прослушивании турбоагрегатов после ремонтов.

В ГТУ малой и средней мощности различных назначений широко используют их пуск электродвигателями постоянного тока с питанием от аккумуляторных батарей.

Для уменьшения размеров пусковых электродвигателей обычно предусматривают их значительную перегрузку. Поэтому во избежание недопустимого перегрева пусковых двигателей число последовательных включений при неудачных пусках ограничивают обычно тремя; перед последующими включениями необходимо в течение 20—30 мин охлаждать их.

В газотурбинной установке ГТУ-15 мощностью 1500 кВт завода «Экономайзер» предусмотрено охлаждение пускового электродвигателя сжатым воздухом, отбираемым из компрессора. В основном отбираемый воздух используют для охлаждения турбины. Для этого его пропускают через теплообменник, охлаждаемый циркуляционной водой, а затем подают к турбине

с температурой несколько выше атмосферной. По отдельному трубопроводу воздух после теплообменника поступает также на охлаждение пускового двигателя.

Рабочее число оборотов пускового электродвигателя соответствует обычно числу оборотов вала турбокомпрессора в момент начала самостоятельной работы ГТУ (порядка 30—40% номинальных чисел оборотов ГТУ), поэтому во избежание недопустимого превышения чисел оборотов пускового двигателя между ними и ГТУ устанавливают разобщительные муфты обгонного типа. Однако в ряде установок применяют пусковые двигатели, рассчитанные на длительную работу при числе оборотов, соответствующем работе турбокомпрессора под нагрузкой. При этом пусковой двигатель жестко соединен с турбокомпрессором и вращается вхолостую на протяжении всего периода работы ГТУ. Так, в ГТУ мощностью 10 000 кВт фирмы Эшер — Висс, установленной на Каширской ГРЭС, пусковой электродвигатель мощностью 370 кВт связан жесткой муфтой с валом генератора. Вращаясь вхолостую при 3000 об/мин, он потребляет механическую мощность всего в 5 кВт. Во избежание износа щеток пускового двигателя в ГТУ фирмы Броун — Бовери и ряда других фирм предусмотрено специальное устройство для подъема щеток при помощи маленького электродвигателя с редуктором; после того как пусковой двигатель начнет работать в генераторном режиме, этот электродвигатель автоматически включается и поднимает щеткодержатель.

Электродвигатели постоянного тока с питанием от аккумуляторных батарей рассчитаны на напряжение 12—24 и 110 в. При мощности пускового двигателя до 10—15 кВт используют аккумуляторную батарею автомобильного типа напряжением 12 или 24 в; при большей мощности двигателя — напряжением 110 в. Электрические системы зажигания и регулирования также получают питание от аккумуляторных батарей. Для обеспечения надежной работы этих систем в период пуска, когда напряжение на клеммах батареи падает, питание к ним подводят от отдельных батарей меньшей емкости. Так, в передвижной ГТУ мощностью 250 кВА фирмы Остин имеются две группы аккумуляторных батарей напряжением 24 в, емкостью 100 а-ч для пуска и 25 а-ч для системы регулирования. В автономной стационарной газотурбинной станции мощностью 3000 кВт с двигателем «Протей» фирмы Бристоль — Сиддли также имеется две группы батарей: одна напряжением 110 в питает пусковой электродвигатель и вспомогательные насосы, другая напряжением 24 в служит для приборов зажигания и системы регулирования.

Аккумуляторные батареи заряжают различными методами: непосредственно главным генератором через понижающий трансформатор и выпрямитель, отдельным генератором постоянного тока с приводом от турбокомпрессора, вспомогательным

генератором с приводом от двигателя внутреннего сгорания. При применении двигателя внутреннего сгорания допускается зарядка батарей после многократных неудачных пусков.

В качестве пусковых электродвигателей можно использовать не только двигатели целевого назначения, но и приводные электромашины постоянного тока (в блокированных схемах при отсутствии свободной силовой турбины). Широкое применение получил в стационарных ГТУ пуск от возбuditелей генераторов, а в локомотивных и транспортабельных установках — от главных генераторов постоянного тока. При наличии отдельного генератора постоянного тока для зарядки аккумуляторных батарей он может быть использован как пусковой электродвигатель. В авиационных ГТУ иногда для сокращения массы в одном агрегате комбинируют стартер и генератор. Так как оптимальные режимы работы этих машин лежат при различных числах оборотов, в редукторе, соединяющем стартер-генератор с валом турбокомпрессора, предусматривают две передачи, переключающиеся автоматически в зависимости от режима работы этого агрегата.

В момент трогания с места пускового электродвигателя величина тока в 2,5—3 раза превышает его номинальное значение и вся электросистема должна быть рассчитана на максимальную величину тока.

Пневматические двигатели. Пуск сжатым воздухом нашел применение в авиационных, транспортных и стационарных ГТУ. Сжатый воздух для пуска может быть получен или непосредственно от какого-нибудь компрессора с внешним приводом, включаемым в период пуска ГТУ, или из емкостей (баллонов), где воздух аккумулируется заблаговременно. Использование сжатого воздуха от компрессора применяют в основном для пуска авиационных ГТУ. Таким источником может быть ГТУ малой мощности с отбором избытка воздуха за ее компрессором. Сжатый воздух используют в отдельной пусковой воздушной турбине или подают непосредственно к лопаткам компрессорной турбины ГТУ. Аналогичный метод пуска принят и в судовых ГТУ «Протей» мощностью 4250 л. с. фирмы Бристоль — Сиддли, смонтированных на борту патрульного катера [59]. Воздух для пуска подается от двух ГТУ 1S/60 фирмы Ровер, основное назначение которых — привод бортового электрогенератора мощностью 40 кВА. В момент пуска ГТУ разгружают от электрической нагрузки и подают воздух из диффузора компрессора к воздушному стартеру основных двигателей. Диффузор компрессора выполняется регулируемым. Такой пуск представляет собой по сути пневматическую трансмиссию от пускового двигателя к валу ГТУ. Мощность пускового двигателя при этом должна быть даже больше, чем при непосредственном приводе ротора турбокомпрессора в связи с низким к. п. д. подобной трансмиссии.

В судовых и стационарных ГТУ значительно большее пространство нашел пуск с помощью аккумулированного воздуха при высоком давлении из баллонов с последующим использованием его в пусковом пневматическом двигателе. При этом варианте пуска для привода поршневого компрессора, работающего длительное время, нужен двигатель небольшой мощности. Давление воздуха в баллонах достигает 200 ат; такой уровень является оптимальным для судовых установок, так как он обеспечивает наименьшую массу и объем баллонов при заданной величине накопленной энергии. При большем давлении масса возрастает из-за большей толщины стенок, при меньшем давлении вследствие увеличения объема баллона. В стационарных

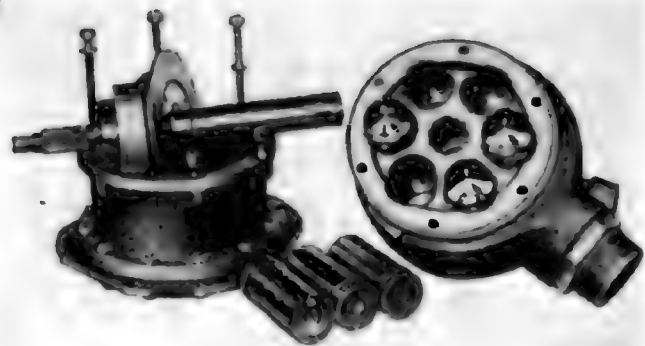


Рис. 293. Пневматический пусковой двигатель объемного типа ГТУ G-6 компании AEI

ГТУ из технико-экономических соображений устанавливают оптимальный уровень давления порядка 50 ат.

Пневматический двигатель объемного типа применен в корабельной ГТУ G-6 мощностью 7500 л. с. компании AEI. Он представляет собой плунжерный двигатель револьверного типа с наклонной шайбой (рис. 293). Основное назначение его — двигатель для торпеды. Для пуска ГТУ используют шесть таких двигателей. Их располагают по окружности и соединяют с общим зубчатым колесом, связанным через обгонную муфту с валом компрессора. Воздух хранится в баллонах под давлением 210—280 ат; к пусковым двигателям он подается редуцированным до 42 ат. При этом каждый двигатель развивает 43 л. с. при 4000 об/мин (шесть двигателей — 258 л. с.). Двигатели поддерживают эту мощность до тех пор, пока давление в баллонах не упадет ниже 32 ат. Продолжительность работы двигателей в период пуска 20 сек; на каждый пуск расходуется около 30 м³ воздуха. Зажигание в камерах сгорания производится от магне-

то, приводимого в действие от шестерни одного из двигателей. Эта система в сочетании с ручным топливным насосом обеспечивает пуск установки при отсутствии электроэнергии.

В ГТУ мощностью 8000—12 000 квт фирмы СТАЛ на базе турбореактивного двигателя Пратт-Уитни также применен пневматический пуск воздухом из баллонов [107]. При пуске воздух редуцируется до 12 ат и поступает к пусковой воздушной турбине. Баллоны заполняются 2 ч; энергии воздуха достаточно для двух последовательных пусков. Продолжительность работы пусковой турбины 30 сек, время выхода установки на полную мощность 2 мин. Следует отметить, что данная ГТУ предназначена для автономной работы в отдельном боксе без обслуживающего персонала и все операции по ее пуску полностью автоматизированы. График несения пиковой нагрузки предусматривает двухкратный пуск установки в течение суток.

Воздушной турбиной приводят в действие также замкнутую ГТУ мощностью 10 000 л. с. фирмы Эшер — Висс, предназначенную для кораблей военно-морского флота. Источником сжатого воздуха служит вспомогательный компрессор для подкачки воздуха в цикл, приводимый в движение электродвигателем. Использование воздушной турбины в данном случае вызывается компоновочными соображениями и не связано с сокращением пусковой мощности.

Иное конструктивное решение воздушного пуска реализовано в ГТУ T-400 мощностью 400 л. с. фирмы Солар. Установка служит для привода судового аварийного генератора; время выхода на режим холостого хода из холодного состояния равно 10 сек. Столь быстрый пуск осуществляется при помощи пневматической системы. Воздух содержится в баллоне под давлением 210 ат. Емкость баллона допускает пять последовательных пусков. После дроссельного клапана воздух под давлением 28 ат поступает к соплам перед второй ступенью турбины. Разгон ротора производится до 55% номинального числа оборотов.

В ГТУ мощностью 10 000 и 40 000 квт, выпускаемых фирмой СТАЛ, применена воздушно-инжекторная система пуска, принцип работы которой заключается в следующем: поршневой компрессор с приводом от электродвигателя небольшой мощности подает воздух под высоким давлением в баллоны, откуда в период пуска через редукционный клапан воздух поступает к соплам инжектора, встроенного во входной патрубок компрессора. Пройдя через инжектор, воздух попадает в компрессор, раскручивает его, затем идет в камеру сгорания, подогревается там и расширяется в турбинах. При таком способе пуска камеры сгорания сразу же снабжаются воздухом, а турбины создают избыточную мощность. При воздушном пуске предусматривается впрыск в камеру сгорания весьма высококачественного топлива с момента начала подачи воздуха, благодаря чему количество

подведенной извне энергии сводится к минимуму. Разгон машины производится всего за 30—40 сек — за это время турбокомпрессоры набирают необходимое для самостоятельной работы число оборотов. Подобная система пуска не требует больших электрических мощностей и обеспечивает автономность работы установки. Так, для пуска установки мощностью 40 000 кВт из «холодного» состояния достаточно мощность дизель-генератора, равная 210 кВт, причем этот генератор питает также все пусковые масляные и топливные насосы. Для установки мощностью 10 000 кВт необходимая мощность дизель-генератора составляет 55 кВт.

На рис. 294 представлена схема системы пуска ГТУ мощностью 40 000 кВт. Поршневой компрессор подает воздух под давлением 50 ат в баллоны. В период пуска воздух редуцируется до 11,5 ат и поступает к соплам инжектора. При истечении воздуха из сопел в диффузоры подсасывается воздух из трубопровода в отношении 3:1. Таким образом, через компрессор высокого давления проходит четырехкратный расход воздуха. При работе инжектора основной трубопровод перекрывается лепестковым клапаном с пневматическим сервоприводом. Емкость баллонов обеспечивает двукратный пуск установки без подзарядки. Расход воздуха на один пуск составляет 250—260 кг. Этот тип пускового устройства обеспечивает мощность 1000 кВт на валу каждого турбокомпрессора. В ГТУ мощностью 10 000 кВт емкость баллонов допускает трехкратный последовательный пуск.

Система воздушно-инжекторного пуска наряду с автономностью и обеспечением быстрого пуска имеет еще одно положительное качество — установка в течение всего пускового периода управляется собственным регулятором, поддерживающим постоянную величину ускорения и постоянную температуру перед турбиной, что сводит к минимуму напряжения в металле. Сжатый воздух из баллонов после его редуцирования используется в качестве рабочего тела для сервопривода отдельных механизмов, для очистки компрессора и турбин, для охлаждения форсунок после остановки машины и для других целей.

Гидродвигатели. Пуск ГТУ с помощью гидродвигателей весьма целесообразен, так как размеры и масса собственно гидродвигателя невелики. Благодаря компактности гидродвигателя облегчается его компоновка в составе ГТУ, а относительно низкие числа оборотов по сравнению с пусковыми турбинами исключают необходимость в дополнительных понижающих передачах.

В качестве пусковых гидродвигателей используют гидравлические двигатели объемного типа — коловратные, плунжерные, шестеренчатые. Рабочей жидкостью обычно является масло, используемое для смазки газотурбинного агрегата. Масло к гид-

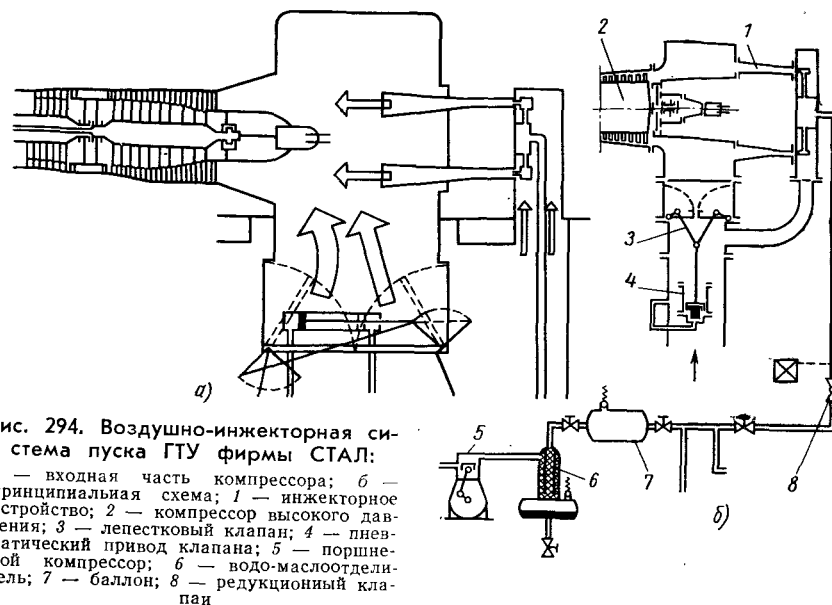


Рис. 294. Воздушно-инжекторная система пуска ГТУ фирмы СТАЛ:
а — входная часть компрессора; б — принципиальная схема; 1 — инжекторное устройство; 2 — компрессор высокого давления; 3 — лепестковый клапан; 4 — пневматический привод клапана; 5 — поршневой компрессор; 6 — водо-маслоотделитель; 7 — баллон; 8 — редукционный клапан

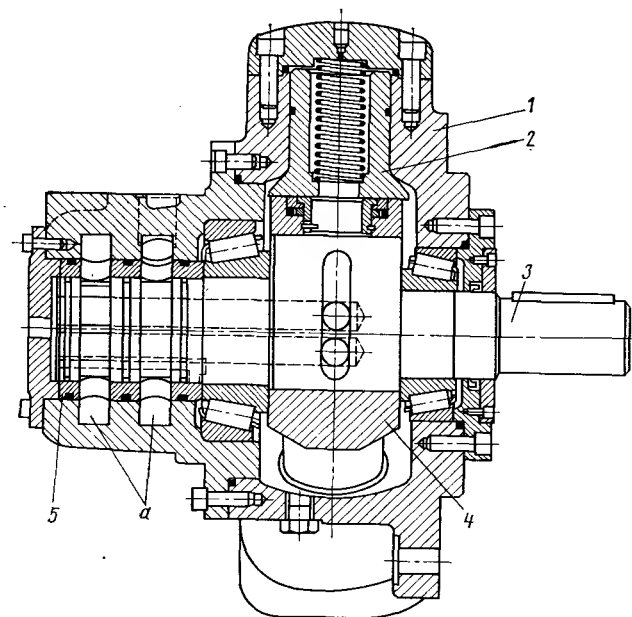


Рис. 295. Гидродвигатель фирмы Рустон:
а — канавки; 1 — корпус; 2 — плунжер; 3 — вал; 4 — блок; 5 — втулка

ромотору подают насосом высокого давления с приводом от электродвигателя.

Принцип работы плунжерного гидродвигателя можно уяснить из рис. 295, на котором изображен пятицилиндровый гидродвигатель фирмы Рустон с радиальным расположением цилиндров. Жидкость под давлением поступает через канавки *а*, затем по осевым и радиальным отверстиям в валу 3 и полые плунжеры 2 подается под крышки корпуса 1. Питание плунжеров осуществляется поочередно через втулку 5 и многогранный блок 4, который передает усилие от плунжеров на эксцентричную шейку

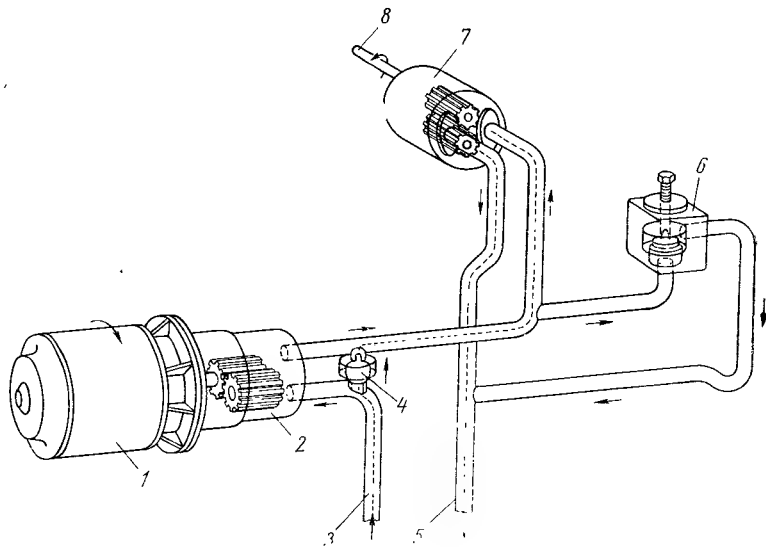


Рис. 296. Гидравлическая система пуска ГТУ мощностью 1200 л. с. фирмы Веркспур (пунктиром показан путь масла при работе ГТУ)

вала 3. На втулке 5 выполнены канавки и кольца для уплотнения. Число оборотов ротора можно плавно изменять от 2 до 3000 в минуту. Для заданного давления крутящий момент сохраняется неизменным на всех числах оборотов. Ниже приведены характеристики пятицилиндровых двигателей, различающихся размерами: диаметры плунжера 85,7 и 114 мм, расход жидкости за один оборот вала соответственно 0,99 и 2,34 л, максимальный крутящий момент при давлении жидкости 280 ат — 400 и 940 кгм, длительный крутящий момент при давлении 175 ат — 250 и 590 кгм, максимальная мощность 164 и 390 л. с., длительная мощность 103 и 243 л. с.

На рис. 296 показана схема гидравлической системы пуска газотурбинной установки WS 1201 мощностью 1200 л. с. голландской фирмы Веркспур. Характерной особенностью этой

системы является то, что в период пуска в качестве гидродвигателя используется шестеренчатый масляный насос, приводимый в действие от вала турбокомпрессора. При пуске электродвигатель 1 с постоянным числом оборотов вращает шестеренчатый насос 2 высокого давления, который подает масло из бака по трубопроводу 3 к гидродвигателю 7. Вал 8 постоянно связан с ротором турбокомпрессора через систему шестерен. Из гидродвигателя масло сливается по трубопроводу 5 в систему смазки агрегата под небольшим давлением. Крутящий момент гидродвигателя устанавливается регулирующим клапаном 6. После того как ГТУ начнет самостоятельно работать, гидродвигатель получает принудительное вращение от вала турбокомпрессора и выполняет функции главного масляного насоса, подающего масло с низким давлением в систему. Обратный клапан 4 предназначен для обвода масла мимо насоса 2. Пусковая система отличается простотой, малой стоимостью. Передаточное отношение меняется бесступенчато.

Аналогичным образом пусковой гидродвигатель и главный масляный насос совмещается в одном агрегате ГТУ ЕМ-27Р мощностью 3000 л. с. фирмы Инглиш Электрик. В ГТУ мощностью 20 000 кВт этой же фирмы имеется четыре масляных насоса, которые используются как гидродвигатели для пуска установки, а также в качестве валоповоротного механизма. Гидродвигатели получают масло от нескольких насосов, каждый из которых приводится во вращение электродвигателем мощностью 50 л. с. Насосы эти используют так же, как резервные масляные насосы.

Гидродвигатели благодаря малым размерам можно компоновать в блоке вспомогательных механизмов.

Турбодетандеры. Пуск ГТУ с помощью расширительной турбины (турбодетандера), работающей на природном газе, применяют в установках, смонтированных на газоперекачивающих станциях магистральных газопроводов. Давление газа по выходе из скважины превышает 100 ат. В отдалении от скважины давление в магистрали перед станциями составляет 30 ат. Этого давления достаточно для привода пусковой турбины. Расширившийся в турбине до атмосферного давления природный газ выбрасывается в атмосферу или сжигается на свече — его потери необратимы. Характеристики турбодетандера как пускового двигателя весьма благоприятны.

Расширительная турбина обычно имеет одну или две ступени рабочих лопаток, установленных на одном диске. Подвод природного газа к лопаткам — парциальный. На рис. 297 показан турбодетандер одновальной установки ГТ-700-4 мощностью 4000 кВт НЗЛ [21]. Ротор турбины выполнен двухопорным. По обеим сторонам диска расположены по четыре ряда угольных уплотнений. Газ под давлением не более 30 ат и атмосферной

температуре подводится к турбине по трубе диаметром 70 мм; расширившийся в турбине газ отводится по трубе диаметром 150 мм; расход газа 2 кг/сек; мощность, развиваемая турбодетандером, 200 кВт, максимальное число оборотов 2570 в минуту.

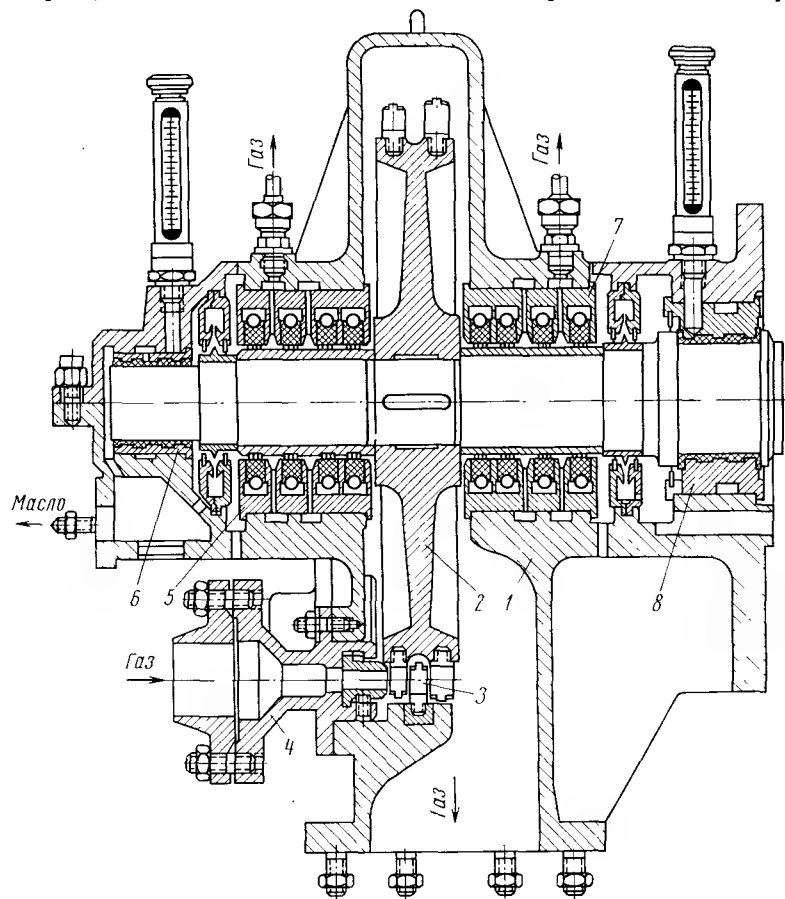


Рис. 297. Турбодетандер установки ГТ-700-4 НЗЛ:

1 — корпус; 2 — ротор; 3 — направляющий аппарат; 4 — сопловая коробка; 5 и 7 — угольные уплотнения; 6, 8 — подшипники

Вал турбодетандера соединен с ведомым валом главного редуктора установки через зубчатую пару с помощью роликовой обгонной муфты. При пуске установки подвод газа к нагнетателю должен быть перекрыт, так как пуск под нагрузкой невозможен.

На рис. 298 показан турбодетандер двухвальной установки ГТ-700-5 мощностью 5000 кВт НЗЛ. Рабочее колесо турбины укреплено в корпусе консольно. Утечка газа в помещение пред-

отвращается с помощью двух рядов угольных уплотнений с принудительным отсосом просочившегося газа эжектором. К соплу эжектора подается природный газ. На валу турбины имеется автомат безопасности. Шестерня вводится в зацепление с зубчатым колесом на валу ком-

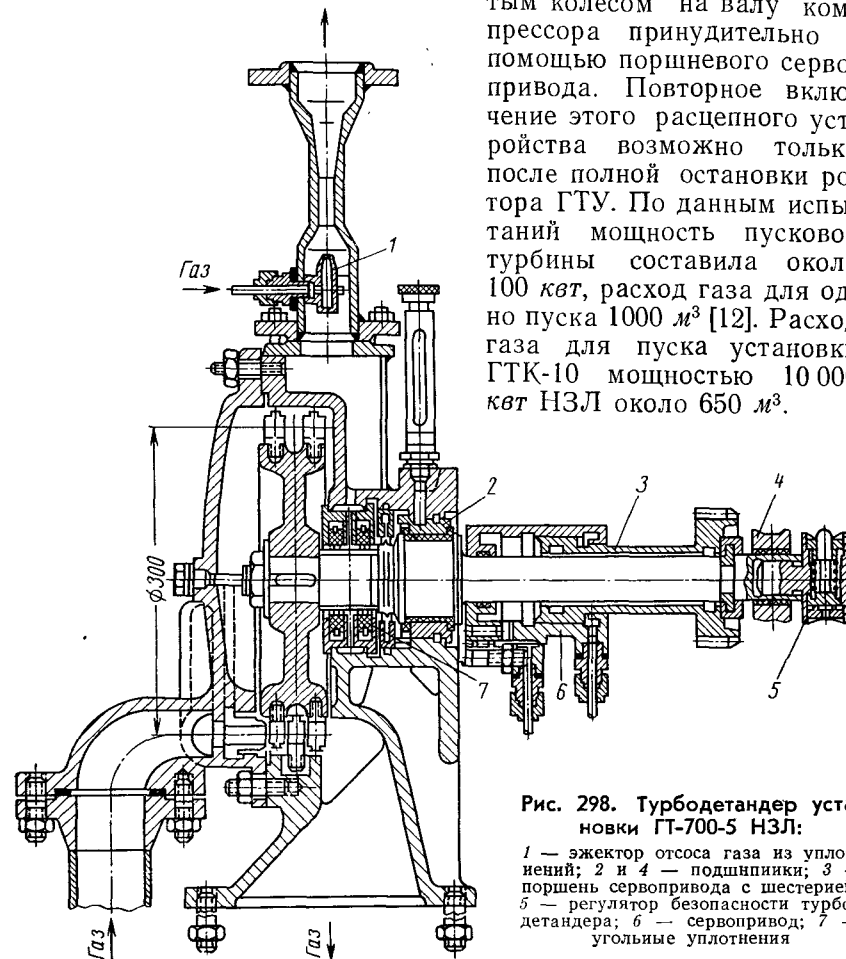


Рис. 298. Турбодетандер установки ГТ-700-5 НЗЛ:

1 — эжектор отсоса газа из уплотнений; 2 и 4 — подшипники; 3 — поршневой сервопривод с шестерней; 5 — регулятор безопасности турбодетандера; 6 — сервопривод; 7 — угольные уплотнения

В ГТУ мощностью 5000 л. с. фирмы Джeneral — Электрик, предназначенной для газоперекачивающих станций, пуск осуществляется одноступенчатой расширительной турбиной. Расход газа, сбрасываемого при этом в атмосферу, составляет около 1000 м³ для одного пуска.

Пуск ГТУ мощностью 4000 кВт фирмы Броун — Бовери производится с помощью турбодетандера, использующего природный газ давлением 28 ат. Расширившийся газ удаляется в атмосферу.

Топливом для установки служит тот же газ, его давление при работе ГТУ должно быть понижено до 4,6 ат перед подачей в камеру сгорания. Редуцирование давления газа производится в пусковом турбодетандере; при этом вырабатывается дополнительная мощность 150 кВт (детандер постоянно соединен с валом турбокомпрессора). Так как газ после расширения в детандере имеет значительную отрицательную температуру, при которой происходит сжижение высоких углеводородов, введен подогрев газа до 300° С перед детандером.

Паровые турбины. Пусковые паровые турбины, как и турбодетандеры имеют весьма благоприятные характеристики протекания крутящего момента в функции числа оборотов — максимальный крутящий момент развивается при трогании с места. Использование паровых турбин может быть оправдано во всех случаях, когда имеется источник пара. Подобные турбины очень просты по конструкции, имеют малую массу при значительной мощности, но требуют наличия источника пара и конденсатора; выпуск отработавшего пара в атмосферу не исключен, хотя он и связан с необратимыми потерями конденсата. Паротурбинный пуск допускает возможность обкатки турбокомпрессора при малых числах оборотов без ограничения времени.

В ГТУ мощностью 6000 л. с. фирмы Джeneral — Электрик, установленной на судне «Джон Сержант», для пуска используют паровую турбину мощностью 200 л. с., соединенную с передним концом вала компрессора через редуктор и автоматическую муфту сцепления. Турбина питается паром давлением 15,5 ат при температуре 232° С. Отработавший пар сбрасывается во вспомогательный конденсатор при давлении на 0,012 кг/см² ниже атмосферного.

ГТУ мощностью 5500 л. с. фирмы Бритиш Томпсон Хаустон для танкера «Аурис» пускается при помощи паровой турбины, приводящей в движение вал турбокомпрессора высокого давления через редуктор и центробежную муфту сцепления. Муфта автоматически отключается при изменении знака крутящего момента после начала самостоятельной работы установки (при 2000 об/мин, что составляет 35% от номинального числа оборотов). Подача пара отключается или системой регулирования автоматически, или вручную дистанционно — кнопкой на пульте управления. Муфта не допускает повторного включения установки до полной остановки ротора, т. е. повторный пуск может быть произведен приблизительно через 15 мин.

Необычно подключается пусковая паровая турбина судовой ГТУ мощностью 20 000 л. с. фирмы Джeneral — Электрик (см. рис. 26). В этой установке пусковая турбина мощностью 1000 л. с. постоянно соединена с валом турбокомпрессора и при работе установки непрерывно получает пар от утилизационного котла, расположенного в выпускном тракте ГТУ. Отработавший

в пусковой турбине пар при противодавлении 0,35 ат подается к опреснительной и отопительной системам судна, после чего пар сбрасывается в конденсатор.

Турбостартеры. В авиационной практике для пуска мощных газотурбинных двигателей применяют компрессорные турбостартеры, представляющие собой ГТУ небольшой мощности. При одновальном исполнении эта ГТУ должна быть снабжена гидравлической муфтой для плавного включения основного двигателя после того, как турбостартер наберет необходимое число оборотов. Кроме гидравлической муфты обычно предусматривается и механическое разобщение ведомого вала муфты с ротором турбокомпрессора. Если в установке предусмотрен двухвальный турбостартер со свободной силовой турбиной, необходимость в гидромуфте отпадает. Турбокомпрессорные стартеры могут быть использованы не только в авиационных ГТУ, но и в стационарных или транспортных автономных установках, где отсутствуют внешние источники энергии для пуска.

В качестве пусковых двигателей для авиационных ГТУ используют также бескомпрессорные турбостартеры — высокооборотные турбины, на лопатках которых срабатывается перепад давлений какого-либо газообразного вещества. Один из турбостартеров с питанием от внешнего источника сжатого воздуха описан в разделе «Пневматические двигатели». Мощность такого стартера может быть значительно повышена, если воздух перед поступлением на лопатки турбины будет подогрет в камере сгорания. В связи с тем, что стартер работает несколько секунд, температура газа перед турбиной может быть поднята до 2000° С. Такой топливо-воздушный стартер применен в частности на турбореактивном двигателе «Эвон», который широко используется в стационарных ГТУ в качестве турбокомпрессора. Топливо-воздушный стартер мощностью 300—500 л. с. имеет массу немногим более 30 кг вместе со всеми пусковыми устройствами.

На аналогичном принципе основана работа турбостартеров, работающих на пороховых газах. Рабочим телом высокооборотной турбины являются газы, полученные в результате горения порохового пиропатрона. Эти стартеры нашли применение не только в авиационных ГТУ, но и во многих стационарных и транспортных установках малой мощности.

Пороховые стартеры использует фирма Аллен для судовых вспомогательных ГТУ мощностью 200 л. с. и 350 кВт. В ГТУ мощностью 200 л. с. стартер содержит два патрона с зарядами по 750 г пороха. Турбина, работающая на пороховых газах, раскручивает ротор ГТУ до 9000 об/мин за 3 сек (номинальное число оборотов 23 000 в минуту). В случае неудачного пуска автоматически включается второй патрон. Время с момента пуска до принятия полной нагрузки равно 35 сек.

Двигатели внутреннего сгорания. Газотурбинные установки энергопоездов пускают с помощью двигателей внутреннего сгорания — карбюраторных или дизельных. Эти двигатели характерны тем, что наибольшая мощность может быть получена при числе оборотов, близком к максимальному, в то время как при пуске ГТУ наибольшая мощность потребляется в начальный период разворота установки; по достижении 50% числа оборотов пускового двигателя потребляемая мощность начинает падать, уменьшаясь до нуля в момент отключения двигателя при максимальном числе его оборотов. Из-за несоответствия характеристик двигателя внутреннего сгорания и ГТУ мощность пускового двигателя приходится выбирать с большим запасом.

Отношение мощности пускового двигателя к мощности, потребляемой ГТУ в период пуска, составляет около 2 для карбюраторного двигателя, для дизельного — несколько выше. Для установки ГТУ-4 мощностью 4000 кВт Калужского турбинного завода мощность пускового двигателя должна составлять 325 л. с. для дизельного и около 270 л. с. для карбюраторного двигателя, в то время как фактическая потребная пусковая мощность равна 140 л. с. [4].

Пусковой дизель американской ГТУ мощностью 8500 кВт имеет мощность 500 л. с. Такие мощные двигатели внутреннего сгорания обычно выполняют низкооборотными и для соединения с валом турбокомпрессора они требуют применения специальной повышающей передачи. Передача может быть объединена с коробкой приводов вспомогательных механизмов или с редуктором вспомогательного генератора. При этом необходимо предусмотреть муфту сцепления между пусковым двигателем внутреннего сгорания и валом турбокомпрессора.

Фрикционные муфты сцепления очень быстро изнашиваются, особенно при тяжелом роторе турбокомпрессора. Гидравлическая муфта имеет значительно лучшую характеристику, чем фрикционная: ликвидируется вероятность остановки пускового двигателя в случае его перегрузки, устраняется износ элементов муфты и достигается возможность автоматизации пуска вследствие регулирования муфты. Наиболее простой способ регулирования — по степени заполнения муфты жидкостью. При полном опорожнении муфта не передает крутящий момент. Однако при опорожнении гидромуфты ее турбинное колесо и ротор ГТУ должны быть механически разобщены во избежание вентиляционных потерь и перегрева муфты из-за циркуляции в ее контуре воздуха.

При применении гидромуфты не только не сокращается потребная мощность пускового двигателя, но даже повышается из-за потерь в муфте. Существенное снижение мощности пускового двигателя внутреннего сгорания или асинхронного электродвигателя может быть получено при применении гидродинамиче-

ского трансформатора, который обеспечивает бесступенчатое изменение передаточного отношения между насосным и турбинным колесами. Число оборотов турбинного колеса в современных трансформаторах может превышать число оборотов насосного колеса более чем в 1,5 раза — этим устраняется повышающая зубчатая передача между пусковым двигателем внутреннего сгорания и ГТУ.

Во ВНИИМЕТМАШе спроектирован подобный гидротрансформатор (гидромuльтипликатор) применительно к ГТУ-4 Ка-

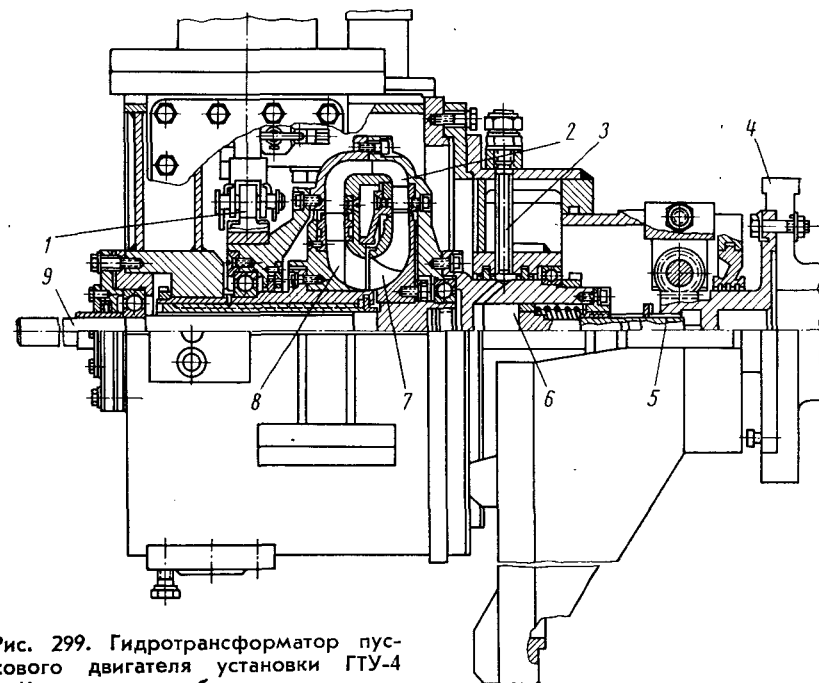


Рис. 299. Гидротрансформатор пускового двигателя установки ГТУ-4 Калужского турбинного завода

лужского завода для энергопоезда. Благоприятные характеристики трансформатора позволили существенно сократить мощность пускового двигателя и использовать для этого автомобильный двигатель ГАЗ-13 мощностью 185 л. с. Аналогичный гидротрансформатор разработан и для стационарного варианта ГТУ с пуском от асинхронного электродвигателя, мощность которого в этом случае только на 15—18% превышает мощность, необходимую для пуска. Гидротрансформатор (рис. 299) имеет насосное колесо 7, соединенное с валом пускового двигателя. Турбинное колесо 2 через зубчатую муфту 5 соединено с ротором 4 ГТУ. При пуске установки масло из магистрали подается в муфту через вал 9 направляющего аппарата 8, а также через штуцер 3

в цилиндр 6. Под давлением масла поршень сжимает пружину и вводит в зацепление зубчатую муфту 5. При этом включается валоповоротное устройство 1, чем облегчается соединение валов зубчатой муфты. Далее приводится в действие пусковой двигатель и дальнейший процесс набора чисел оборотов ГТУ происходит автоматически по характеристике трансформатора. После того как начнет самостоятельно работать турбокомпрессор, подача масла в цилиндр 6 прекращается и муфта 5 разобщается; гидротрансформатор не допускает повышения числа оборотов пускового двигателя при снятии нагрузки.

Гидромуфты между пусковыми двигателями внутреннего сгорания и газотурбинными установками применяют в ряде зарубежных энергопоездов. Так, ГТУ мощностью 5500 *квт* энергопоезда фирмы Кларк пускается через гидромуфту дизельным двигателем мощностью 160 *л. с.*

Ручной пуск. В ряде ГТУ малой мощности, предназначенных для автономной работы, отсутствуют внешние источники энергии, и их пуск осуществляется вручную. Предельная мощность ГТУ с ручным пуском обычно не превышает 100 *л. с.*, однако имеются сведения, что в двигателях мощностью 250 *л. с.* фирмы Стандарт Мотор и в двигателях мощностью 300—400 *л. с.* фирмы Турбомека наряду с электрическим предусматривается и ручной пуск.

Ротор турбокомпрессора раскручивают пусковой рукояткой, соединенной с ротором цепной или шестеренчатой повышающей передач. В двигателе 1S/60 мощностью 60 *л. с.* фирмы Ровер привод осуществляется цепной передачей, а затем шестеренчатой, которая, в свою очередь, присоединяется к приводу масляного насоса. Общее передаточное отношение 100 : 1 (номинальное число оборотов вала турбокомпрессора 46 000 в минуту). Передаточное отношение между валом рукоятки и ротором турбокомпрессора в двигателях фирмы Турбомека составляет 80 : 1 ($n_{\text{раб}} = 35\,000 \text{ об/мин}$).

Пуск двигателя ГПЖН мощностью 40 *л. с.* завода «Экономайзер» производится двумя рукоятками, связанными велосипедной цепью с шестеренчатым приводом вспомогательных механизмов. При пуске ротору сообщается 10 000—11 000 *об/мин*, т. е. около четверти полных чисел оборотов. Двигатель «Марс» мощностью 80 *л. с.* фирмы Солар пускают два человека вследствие высоких чисел оборотов холостого хода.

Фирма Бадворт в двигателе «Брилл Марк 1» мощностью 45—60 *л. с.* также использует ручной пуск шестеренчатым приводом. Отличительной особенностью этого двигателя является необычная система зажигания. При пуске двигателя открывается легкоосъемная пробка на камере сгорания. Когда ротор приобретает необходимое число оборотов, включается подача топлива к испарительным форсункам низкого давления и в отверстие

из-под пробки вводится зажженный факел. Топливо воспламеняется, и пробка быстро устанавливается на место (она крепится многозаходной резьбой). После этого двигатель самостоятельно выходит на режим холостого хода примерно при 8000 *об/мин* ($n_{\text{раб}} = 40\,000 \text{ об/мин}$). Ручной пуск двигателя облегчен благодаря тому, что ротор раскручивается при снятой пробке, т. е. при отсутствии противодействия за компрессором. В первом двигателе этого типа была применена топливная система высокого давления и электрическое зажигание, но тем не менее предусматривалась такая же пробка на камере сгорания. Вал рукоятки соединен с выходным валом двигателя роликковой цепью. Передаточные отношения в звеньях: в цепной передаче — около 3, в главном редукторе — 25; общее отношение — около 75.

Чтобы уменьшить пусковую мощность в ГТУ с ручным пуском, между двигателем и приводным механизмом устанавливают муфты сцепления. На рис. 63 показана ГТУ Т-16 мощностью 80—100 *л. с.* фирмы Дейтц с клиноременной передачей к генератору [77, 86]. Большое трение в этой передаче затрудняет ручной пуск, поэтому в ведущем шкиве предусмотрена фрикционная муфта, включаемая вручную. В дальнейшем намечена замена клиновых ремней на зубчатые, а муфты с ручным включением на центробежную автоматическую муфту. При непосредственном соединении генератора с двигателем через эластичную муфту и применении в генераторе подшипников качения необходимость в разобщительной муфте отпадает. Так как описываемый двигатель имеет хорошую аэродинамику проточной части и в нем применены только подшипники качения, ручной пуск возможен даже при низкой температуре окружающей среды. В отличие от ранее описанных приводов, в данном двигателе нет непосредственного соединения рукоятки с ротором. Рукоятка раскручивает инерционный стартер, который затем соединяется с ротором. Характерной особенностью двигателя является оригинальная система зажигания, не требующая внешних источников электроэнергии (в большинстве установок в период пуска приводится во вращение динамомашина или магнето, подающие электроэнергию к свечам). В ГТУ Т-16 в камеру сгорания на специальном держателе вводят ручной запал в виде фрикционной головки, которая при трении раскаляется и горит 20 *сек.* Другой вариант зажигания — пиропатронами, которые вставляются в верхнюю головку камеры. Число оборотов холостого хода 10 000 в минуту, при полной нагрузке — 50 000 в минуту. Набор полной электрической нагрузки при ручном пуске составляет 60 *сек.*, при пуске сжатым воздухом — 20 *сек.*

При доводке ГТУ GT-15 мощностью 15 *л. с.* фирмы Заурер (см. рис. 194) наряду с пуском от пороховой турбины опробован также ручной пуск. В первом случае время выхода на хо-

лостой ход составляет 3 сек. При ручном пуске зажигание включается при малом числе оборотов, но при этом плохо распыливается топливо, особенно при температурах ниже нуля (в этом двигателе применена топливная система низкого давления с вращающейся форсункой). Для надежного пуска двигателя при низких температурах вплоть до -40°C пришлось около свечи зажигания поставить вспомогательную форсунку с подачей топлива ручным насосом [89].

ПРИВОДЫ ПУСКОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Пусковые двигатели можно разместить относительно турбокомпрессоров различным образом. В стационарных и транспортных ГТУ большой мощности наиболее часто применяют непосредственное соединение вала пускового двигателя с ротором компрессора. При осевом входе воздуха в компрессор пусковой двигатель со всеми вспомогательными механизмами может быть отнесен на значительное расстояние от компрессора и соединен с ним длинным валом — этим предотвращается загромождение входа (см. рис. 47). В одновальных ГТУ широко применяется также расположение пускового двигателя со стороны генератора вслед за возбудителем; в этом случае вал возбудителя должен быть проверен на возможность передачи соответствующего крутящего момента.

Для сокращения длины установки пусковой двигатель иногда располагают параллельно турбокомпрессору, соединяя эти агрегаты через редуктор с одним или несколькими промежуточными колесами (см. рис. 28). В ряде установок редуктор пускового двигателя размещен в средней части установки — в этом случае он может быть совмещен с главным редуктором ГТУ. В ГТУ мощностью 10 000 кВт фирмы Зульцер пусковой электродвигатель также расположен параллельно оси агрегата; в этой установке он используется как по прямому своему назначению, так и для раскрутки ротора генератора перед включением его в сеть в качестве синхронного компенсатора. На рис. 300 показана схема включения редукторного привода для обоих вариантов работы пускового двигателя. Такой привод позволяет включать генератор до пуска ГТУ.

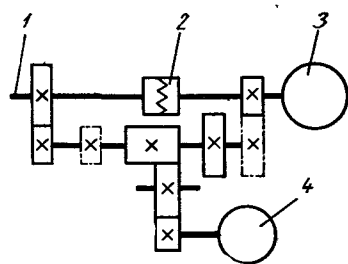


Рис. 300. Схема включения редукторного привода пускового двигателя ГТУ мощностью 10 000 кВт фирмы Зульцер:

1 — вал турбокомпрессора; 2 — разобщительная муфта; 3 — генератор (сплошными линиями показано положение шестерен при пуске ГТУ, пунктирными — при раскручивании ротора генератора); 4 — пусковой двигатель

В установках малой мощности широко используют всевозможные приводы с цилиндрическими и коническими передачами, позволяющими расположить пусковой двигатель в наиболее удобном месте. Конические передачи допускают поперечное расположение двигателя относительно оси ГТУ (см. рис. 103 и 301). С помощью конических передач можно также осуществить привод к переднему концу вала компрессора при осевом входе воздуха (см. рис. 98, а и др.). У большинства ГТУ малой мощности пусковой двигатель присоединяют с какого-либо свободного конца вала — чаще всего с переднего конца компрессора. Однако при осевом входе воздуха не всегда удается разместить коническую передачу в обтекатель передней опоры компрессора. В этом случае целесообразно расположить привод пускового двигателя и вспомогательные механизмы в средней части трубокомпрессора.

В зависимости от условий работы и наличия энергоносителей одна и та же ГТУ может снабжаться различными типами пусковых двигателей с соответствующими приводами. На рис. 302 показана установка мощностью 1000 кВт фирмы Рустон с компактным пусковым электродвигателем постоянного тока, расположенным во входном патрубке компрессора. Аналогично комплектуется и пневмостартер при использовании воздушной системы пуска. Если же для пуска применяют крупногабаритный электродвигатель переменного тока, то его устанавливают под рамой турбокомпрессора и соединяют с компрессорным валом через двойную цепную передачу, заключенную в масляную ванну.

При отсутствии пускового двигателя необходимой мощности возможно производить пуск несколькими двигателями меньшей мощности. Таким образом осуществлен пуск корабельной ГТУ G-6 компании AEI (шесть пневматических двигателей соединены с общим зубчатым колесом) и в ГТУ TF мощностью 1060 л. с. фирмы Рустон (два электростартера постоянного тока соединены с венцом на фланце выходного вала редуктора).

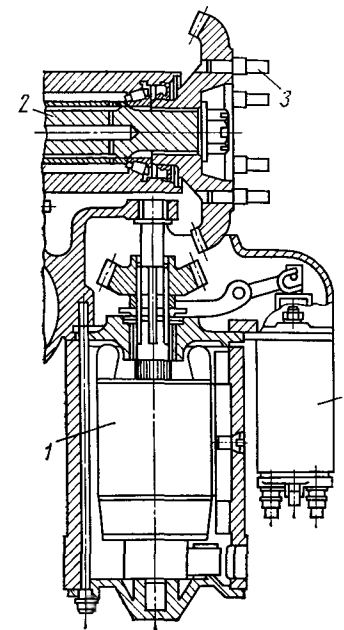


Рис. 301. Пусковой двигатель ГТУ мощностью 250 л. с. фирмы Стандарт Мотор:

1 — электродвигатель постоянного тока; 2 — выходной вал редуктора; 3 — присоединение приводного механизма; 4 — соленоид

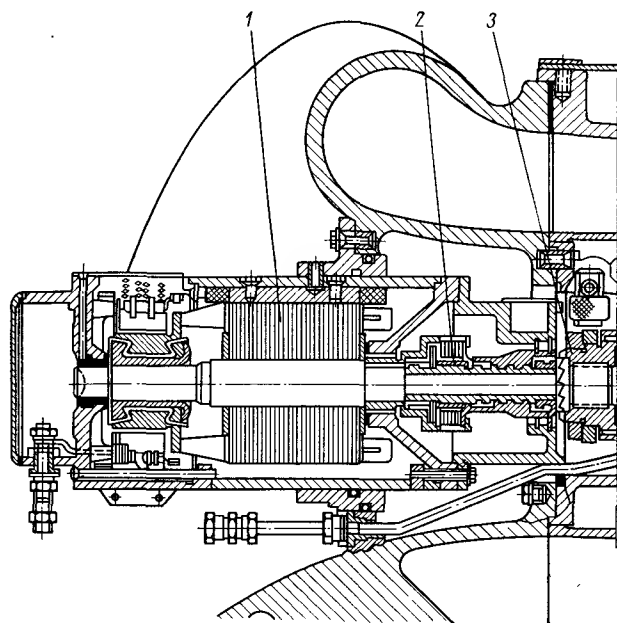


Рис. 302. Пусковой двигатель ГТУ ТА фирмы Рустон:
1 — электродвигатель постоянного тока; 2 — разобщительная храповая муфта с винтовым приводом; 3 — вал турбокомпрессора

МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ПУСКОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Как правило, вал пускового двигателя должен быть разобщен от вала турбокомпрессора после того, как турбокомпрессор начнет самостоятельно работать. Исключение составляют только те пусковые двигатели, которые в процессе работы установки несут дополнительные функции: электродвигатели могут служить возбудителями главного генератора или вспомогательными генераторами для зарядки аккумуляторов, гидродвигатели — масляными насосами. Как указывалось выше, электродвигатели в ряде случаев можно не отключать, так как на холостом ходу они потребляют незначительную мощность; можно не отключать также и пусковую паровую турбину, питаемую от котла-утилизатора, располагаемого в выпускном тракте ГТУ; при этой схеме питания паровая турбина вырабатывает полезную мощность, повышая общую эффективность установки.

Муфты сцепления служат для передачи крутящего момента от пускового двигателя к компрессору и разобщения валов при изменении знака момента.

Зубчатые муфты с принудительным управлением. Такие муфты выполняют с прямыми зубьями и включают сервомотором

перед пуском установки. После того как турбокомпрессор начнет самостоятельно работать, подача энергоносителя к пусковому двигателю прекращается, затем муфта тем же сервомотором принудительно выводится из зацепления (рис. 298 и 301). Сервопривод может быть гидравлическим, пневматическим или электромагнитным — соленоидом.

Зубчатые муфты с винтовым приводом. Эти муфты автоматические; они без внешнего воздействия обеспечивают соединение при включении пускового двигателя и разъединение валов в момент начала самостоятельной работы турбокомпрессора.

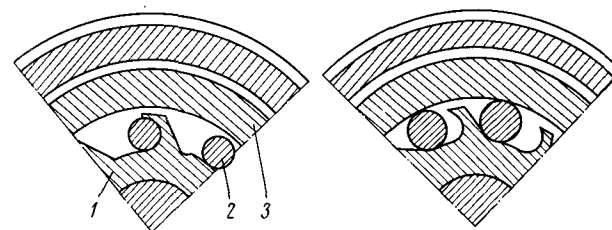


Рис. 303. Обгонная муфта с цилиндрическими роликами пускового двигателя установки ГТ-700-4 НЗЛ

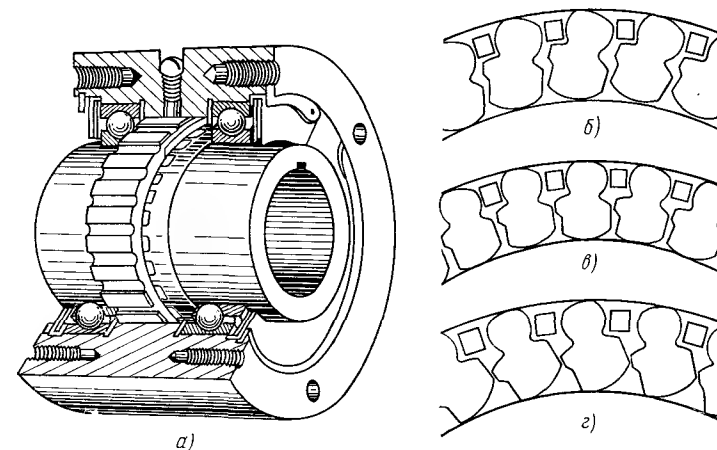


Рис. 304. Муфта свободного хода с заклинивающимися сухарями:

а — общий вид; б — положение сухарей при режиме свободного хода; в — положение сухарей при рабочем режиме с нормальной нагрузкой; г — положение сухарей при рабочем режиме с предельной нагрузкой

Муфты такого типа широко применяют в автомобильных стартерах (муфты типа «Бендикс») и в ГТУ малой мощности. Прямозубая шестерня пускового двигателя имеет внутри винтовую нарезку, которой она крепится на валу пускового двигателя. В момент включения двигателя шестерня получает осевое пере-

мещение и входит в зацепление с венцом колеса привода. При изменении знака крутящего момента шестерня перемещается в обратном направлении и силовая цепь размыкается.

Обгонные муфты с цилиндрическими роликами. Эти муфты обеспечивают автоматическое включение и отключение пускового двигателя. На рис. 303 показаны элементы муфты установки ГТ-700-4 мощностью 4000 кВт НЗЛ (муфта передает мощность 200 кВт). Ведущая звездочка 1 соединена с валом пускового турбодетандера, кольцевая обойма 3 — с валом турбокомпрессора (через соответствующие редукционные передачи). При пуске установки звездочка заклинивает ролики 2 и передает крутящий момент на обойму. При работе турбокомпрессора обойма обгоняет звездочку и муфта расцепляется.

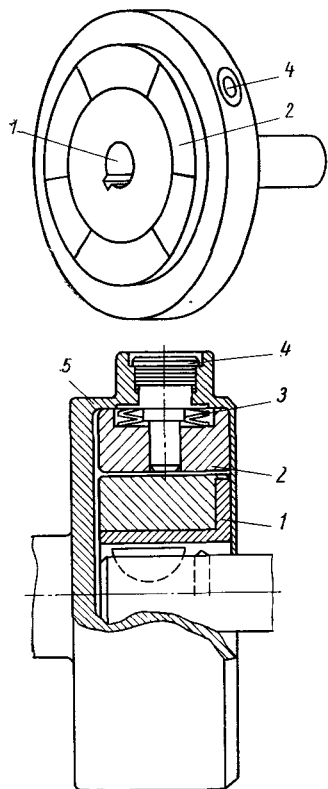


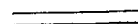
Рис. 303. Фрикционная автоматическая муфта

Обгонные муфты свободного хода с заклинивающимися сухарями. В отличие от муфт с цилиндрическими роликами муфты с сухарями способны передавать значительно больший крутящий момент, так как число сухарей превышает число роликов и радиус кривизны сухаря существенно больше радиуса ролика.

В тяжелых условиях работы при наличии вибраций и перегрузок могут быть использованы сухари с гарантированным постоянным контактом (рис. 304). При перегрузке муфты специальные боковые упоры сухарей предотвращают их перека-

Фрикционные автоматические муфты. На рис. 305 показана центробежная муфта Центриконт, предназначенная для пусковых двигателей небольших ГТУ [35]. Во внешнем барабане 5, соединенном с валом ГТУ, закреплено три радиальных пальца 4, на каждый из которых свободно надет башмак 2. Конические пружины 3 Бельвиля прижимают башмаки к внутренней втулке 1, напрессованной на вал пускового двигателя. В неподвижном состоянии башмаки плотно прижаты к втулке, изготовленной из металло-фрикционного материала, и муфта способна передать крутящий момент. По мере роста числа оборотов башмаки под

действием центробежной силы преодолевают усилие пружин и отходят к внутренней поверхности барабана: механическая связь между втулкой и башмаками прерывается. Поворотом пальца регулируется сила нажатия пружин, чем устанавливается передаваемый крутящий момент и число оборотов размыкания муфты. Муфта может работать в сухом виде или в масляной ванне в широком диапазоне температур; она саморегулируется при износе и не нуждается в обслуживании. Наличие фрикционного звена предотвращает возможные поломки элементов трансмиссии.



КОМПЕНСАЦИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РАСШИРЕНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ

Компенсация температурных расширений воздухо- и газопроводов ГТУ является специфической и сложной проблемой, так как газотурбинным установкам свойственны большие сечения трубопроводов и значительные расширения элементов вследствие высоких температур. Решение этой проблемы усложняется

также тем, что длина трубопроводов должна быть сведена к минимуму и использовать их самокомпенсацию не представляется возможным. Кроме того, большинство современных ГТУ в отличие от паровых турбин имеют незначительные толщины стенок турбомашин и их способность к

противодействию распорным усилиям трубопроводов ограничена. В связи с этим воздухо- и газопроводы ГТУ должны иметь соответствующие гибкие элементы, компенсирующие тепловые расширения и перемещения турбомашин, теплообменных аппаратов и собственно трубопроводов.

В трубопроводных системах с давлением ниже 6 кг/см^2 наибольшее распространение получили линзовые компенсаторы, допускающие излом оси трубопровода и линейные перемещения его в осевом направлении. Величину перемещения и угол излома определяют числом гофров, толщиной и свойствами материала, а также формой профиля линзы. Более шести гофров подряд обычно не устанавливают из-за опасения перегрузки отдельных линз компенсаторов, которые имеют меньшую жесткость, обусловленную допусками на их изготовление [11]. Формы различных линзовых компенсаторов показаны на рис. 306. Компенсаторы с линзами типа А и Б способны воспринимать лишь незначительные давления и небольшие перемещения, однако благодаря простым формам они не требуют сложной оснастки и могут

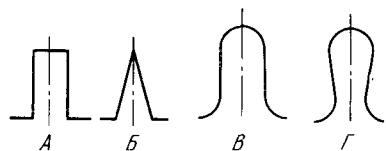


Рис. 306. Формы линзовых компенсаторов

быть установлены на газопроводах не только круглого, но и прямоугольного сечения.

Линзы типа В и Г требуют для изготовления специального оборудования и приспособлений. Поскольку боковые поверхности гофров выполнены плоскими, эти компенсаторы способны воспринимать ограниченные давления. В энергомашиностроении широко применяют эти компенсаторы, но их ряд нормализован только на условное давление до 6 кг/см^2 и диаметр до 1400 мм . В газотурбостроении этот тип компенсаторов нашел преимущественное распространение для всех участков газозвдушного тракта, в том числе на давления до 20 кг/см^2 . Применение ненормализованных компенсаторов требует специального их расчета, а в ряде случаев и экспериментальной отработки.

На рис. 307, а показан трубопровод между турбиной высокого давления и камерой сгорания низкого давления ГТУ мощностью $50\,000 \text{ квт}$. Диаметр трубопровода 1300 мм , температура газа 600°С , давление 6 кг/см^2 ; материал — сталь 1Х18Н9Т. Тепловое расширение трубопровода, равное 125 мм , воспринимается линзовым компенсатором с двенадцатью гофрами. Для равномерной нагрузки отдельных линз средняя часть трубопровода имеет собственные стяжки; таким образом, весь трубопровод состоит из трех отдельных участков с четырьмя гофрами каждый.

В изображенных на рис. 307, а и б компенсаторах гофры располагаются снаружи трубопровода и не создают дополни-

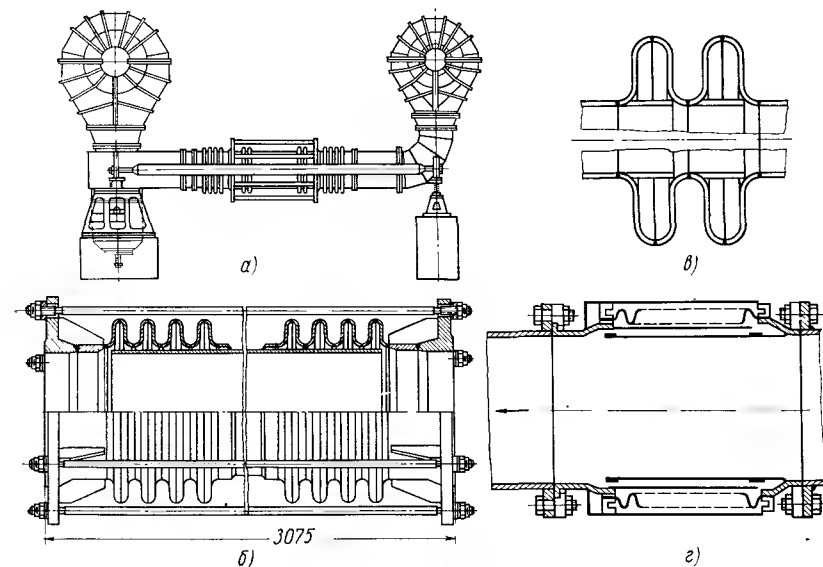


Рис. 307. Линзовые компенсаторы трубопроводов ГТУ мощностью: а и б — $50\,000 \text{ квт}$; в — $10\,000 \text{ квт}$ фирмы Броун-Бовери; г — 5500 л. с. фирмы Бритиш Томпсон Хаустон

тельных сопротивлений движению потока. Зазор между трубопроводом и компенсатором должен быть выбран таким образом, чтобы при любых возможных перекосах не было защемления внутренней трубы гофра, иначе возможны перегрузки отдельных линз. Схема компенсатора ГТУ фирмы Броун—Бовери показана на рис. 307, в. В этих компенсаторах внутри каждой линзы вварен короткий участок трубы, что исключает защемление гофра, но несколько увеличивает гидравлические потери на этом участке.

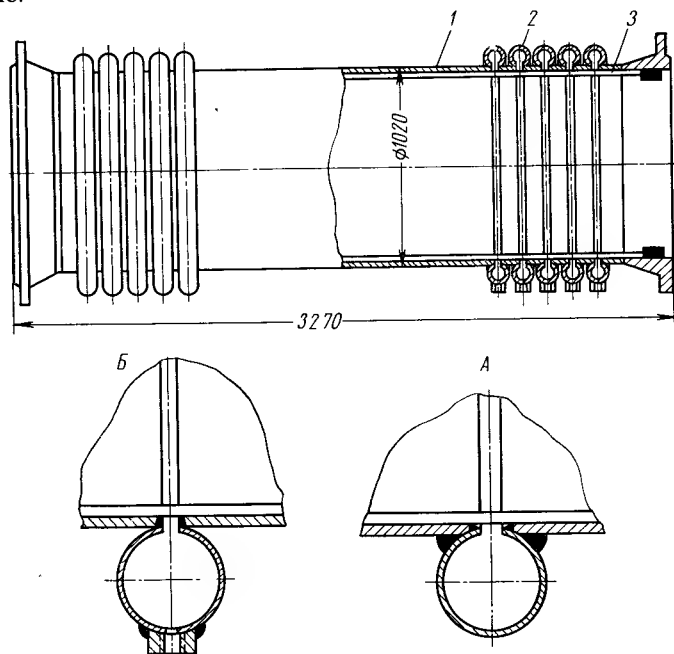


Рис. 308. Тороидальный компенсатор установки ГТ-700-4 НЗЛ:
1 — труба; 2 — торовое кольцо; 3 — стяжка

При высокой температуре рабочей среды работоспособность компенсатора может быть обеспечена с помощью его охлаждения. В ГТУ мощностью 5500 л. с. фирмы Бритиш Томпсон Хаустон компенсаторы перепускных газопроводов между турбинами высокого и низкого давления заключены во внешний герметичный кожух (рис. 307, г), в который поступает воздух из отбора компрессора высокого давления. Температура газа 530° С, давление его 3,2 ат.

Ряд технологических и конструктивных преимуществ перед линзовыми компенсаторами имеют компенсаторы тороидальные, изготовленные из тонкостенных труб, согнутых в кольцо. Тороидальные компенсаторы способны работать при более высоких

давлениях, чем линзовые. На рис. 308 показан компенсатор конструкции Невского машиностроительного завода им. Ленина. Первоначально трубу компенсатора приваривали к обечайке двойным швом (узел А); это резко повышало жесткость компенсатора и являлось причиной образования трещин в околошовной зоне торообразных элементов. Затем (узел Б) трубу стали сваривать с обечайками одним внутренним швом; при таком соединении напряжения в околошовной зоне в 2—2,5 раза ниже, чем в наиболее нагруженных участках тора. Недостатком торообразных компенсаторов является повышенная их жесткость.

Сильфонные компенсаторы, изготовленные гидравлическим или гидромеханическим формованием из тонкостенных труб, имеют значительно большую гибкость, чем линзовые и тороидальные. При высоких давлениях среды применяют многослойные сильфоны, способные противостоять давлению 60 кг/см² при диаметре трубопровода 500 мм. Допустимая температура среды определяется материалом компенсатора: стали типа 1Х18Н9Т позволяют поднять температуру до 800° С. Сильфонные компенсаторы изготавливают на специальном оборудовании, это предопределяет их высокую стоимость при мелкосерийном производстве. Число сварочных швов сведено к минимуму (рис. 309).

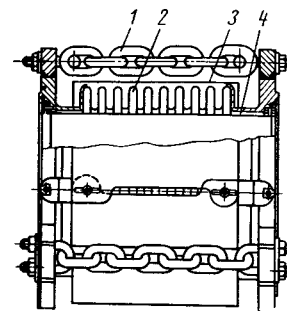


Рис. 309. Сильфонный компенсатор установки ГТУ-15 завода «Экономайзер»:

1 — цепная стяжка; 2 — сильфон; 3 — внешний кожух; 4 — внутренний экран

Описанные выше типы компенсаторов в большинстве своем имеют стяжные элементы, воспринимающие распорные усилия от деформации компенсатора и от давления рабочей среды внутри трубопровода. При отсутствии стяжек усилия передаются на турбомашины и теплообменные аппараты. Так, из-за отсутствия стяжных элементов между турбокомпрессором и силовой турбиной ГТУ фирмы Бристоль — Сиддли распорное осевое усилие между турбинами составляет 18 т.

Обычно одна серия гофров наряду с осевыми перемещениями обеспечивает и излом осей, поэтому стяжки выполняют в виде шарнирных соединений (рис. 310).

Две серии линзовых компенсаторов с промежуточным участком трубопровода или один гибкий сильфонный компенсатор могут воспринимать параллельное смещение сопрягаемых трубопроводов; при этом фланцы перемещаются в параллельных плоскостях. Стяжки в этом случае выполняют в виде нескольких расположенных по окружности шпилек со сферическими шайбами под гайками (рис. 307, б и 311), в виде цепных стяжек

(рис. 309) или многочисленных прутков, прикрепленных сваркой к трубопроводам (рис. 308).

Компенсаторы с гибким элементом в виде тонкостенной металлической мембраны способны воспринимать значительные

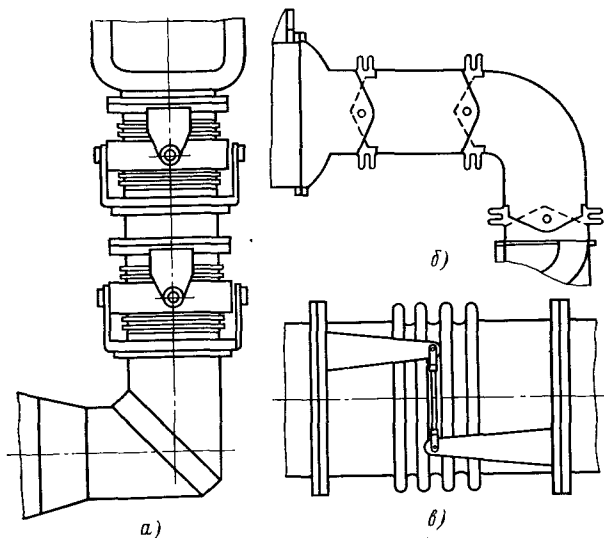


Рис. 310. Стяжки компенсаторов и подвески трубопроводов ГТУ:

a — мощностью 2700 л. с. фирмы Парсонс; *б* — мощностью 2500 л. с. фирмы Броун — Бовери; *в* — мощностью 2000 квт фирмы Инглиш Электрик

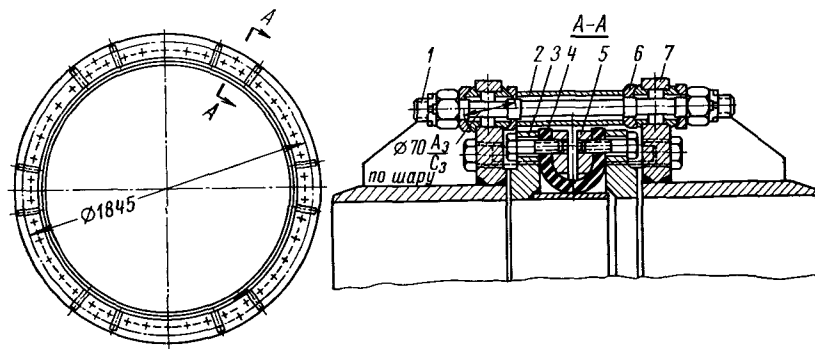


Рис. 311. Компенсатор с резиновой манжетой ГТУ мощностью 50 000 квт

перемещения сопрягаемых трубопроводов. Так как тонкие мембраны не могут противостоять давлению среды, их всегда комбинируют с какими-либо опорными элементами (мембраны только герметизируют полости). На рис. 312 показано уплотнение

кольцевой полости газовпуска турбины высокого давления установки ГТ-12-3 ЛМЗ. Мембрана 7 толщиной 0,3 мм опирается на торцовые поверхности концентрических колец 2, подвешенных на 70 радиальных пальцах 3. Зазоры между кольцами составляют 0,5—0,8 мм. Испытания натурального компенсатора подтвердили его работоспособность при перепаде давлений до 8 ат и величине осевого перемещения внутреннего контура относительно наружного до 15 мм.

В ГТУ мощностью 15 000 квт фирмы Метро — Виккерс на трубопроводах диаметром до 1375 мм установлены мембранные компенсаторы (рис. 313), в которых мембраны 2 оперты на шарнирно закрепленные диски 1.

На трубопроводах с температурой до 160°С могут быть ис-

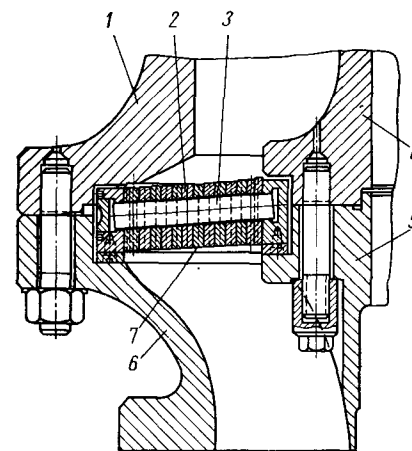


Рис. 312. Мембранный компенсатор установки ГТ-12-3 ЛМЗ:

1 и *6* — фланцы внешнего корпуса турбины; *2* — кольцо; *3* — палец; *4*, *5* — фланцы внутреннего корпуса турбины; *7* — мембрана

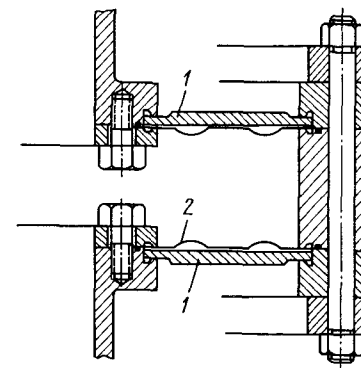


Рис. 313. Мембранный компенсатор ГТУ мощностью 15 000 квт фирмы Метро — Виккерс:

1 — кольцевой диск; *2* — мембрана

пользованы компенсаторы с резиновыми манжетами (рис. 311). Манжета 4, изготовленная из теплостойкой резины, зажимается фланцами 3 и 5. Фланцы 7 трубопроводов связаны шестью стяжками 1 с дистанционными втулками 2. Стяжки во фланцах 7 крепят с помощью сферических шарниров 6, благодаря чему обеспечивается параллельность перемещения фланцев трубопроводов. Таким образом, этот компенсатор выполняет функции линзового двухшарнирного компенсатора при значительно меньших размерах [24]. В ГТУ мощностью 50 000 квт компенсаторы с резиновыми манжетами установлены на воздухопроводах диаметром до 1600 мм с давлением до 7 кг/см² (указанные величины не предельные).

Осевые перемещения трубопроводов можно компенсировать с помощью сальниковых соединений. Положительной их стороной являются малые радиальные размеры и отсутствие фланцевых соединений. В ГТУ такие компенсаторы находят ограниченное применение в первую очередь вследствие их недоста-

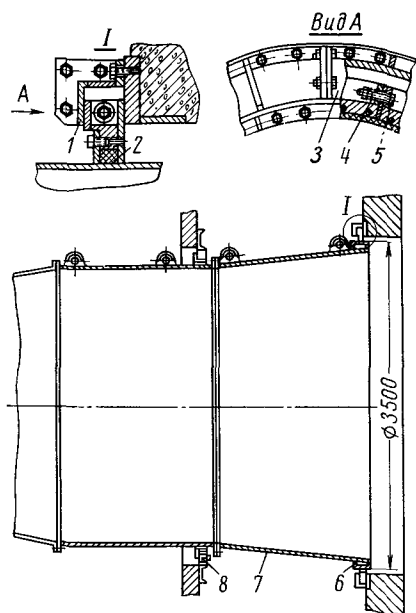


Рис. 314. Сальниковый компенсатор ГТУ мощностью 50 000 квт

точной надежности и необходимости постоянного наблюдения. Область их использования ограничивается трубопроводами с не-

значительным избыточным давлением. На рис. 314 изображен выпускной газопровод ГТУ мощностью 50 000 квт, связывающий турбину низкого давления с регенераторным помещением. Газопровод соединен жестко с корпусом турбины и расширяется по направлению к регенератору. Газопровод подвешен на четырех крестообразно расположенных шпонках 8. К коническому диффузору 7 приварен корот-

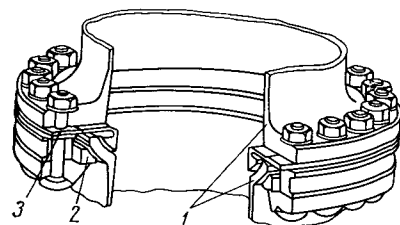


Рис. 315. Поворотный компенсатор ГТУ RM-60 фирмы Роллс-Ройс:

1 — трубопровод; 2 — сферическое кольцо; 3 — регулировочная шайба

кий цилиндрический участок 6, вокруг которого располагается сальниковое уплотнение в виде отдельных сегментов 3 с асбестовой набивкой 2. Так как радиальное расширение трубопровода при нагреве его до 460° С превышает 10 мм сегменты связывают гибким соединением (болтами 5 с пружинами 4 под гайками).

Сегменты могут перемещаться в радиальном направлении между стенками кольца 1, закрепленного в стене регенеративного помещения.

В ГТУ мощностью 5400 л. с. фирмы Роллс-Ройс угловые перемещения трубопроводов компенсируются с помощью фланцевых сферических соединений (рис. 315), допускающих излом осей на значительный угол.

В судовой ГТУ мощностью 3500 л. с. ассоциации Паметрада все соединительные трубопроводы имеют Г-образную форму.

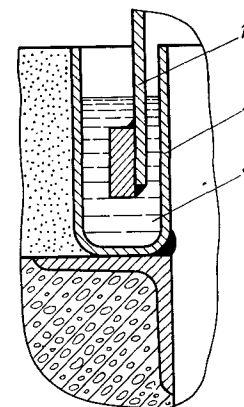


Рис. 316. Компенсатор входного патрубка компрессора ГТУ мощностью 50 000 квт

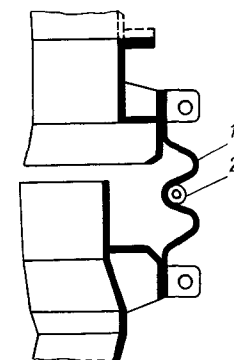


Рис. 317. Компенсатор выпускного патрубка ГТУ G-6 компании AEI:

1 — армированная ткань; 2 — кольцевая пружина

причем линейные перемещения одной ветви компенсируются за счет скручивания другой; для этого предусмотрены специальные муфты, воспринимающие тангенциальные перемещения трубопроводов.

Особые типы компенсаторов применяют в местах соединения входных патрубков компрессоров и выпускных патрубков турбин с подводящими и отводящими трубопроводами. Отводящие трубопроводы, как правило, жестко зафиксированы в строительных конструкциях станций или машинных отделений, и компенсаторы должны воспринимать значительные перемещения турбомашин. Специфической особенностью этих соединений являются малые давления в тракте и жесткие ограничения величины нагрузок на патрубки. Входные патрубки могут уплотняться гидрозатворами, заполняемыми водой или вязкими жидкостями. В установке мощностью 50 000 квт применен подобный компенсатор (рис. 316). Воздух поступает в патрубок компрессора 1 снизу из бетонированного канала, по периметру которого расположен металлический желоб 2, заполненный смо-

лой 3 необходимой консистенции. Иногда входные патрубки соединены с воздухоподводящими трубопроводами уплотнительными полосами из брезента или иной прочной ткани в один или несколько слоев.

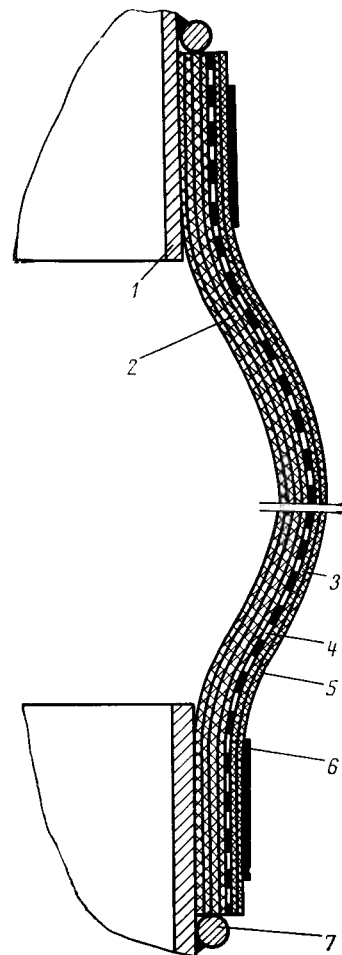


Рис. 318. Компенсатор выпускного патрубка турбины НЗЛ:
1 — газопровод; 2, 5 — асботкань;
3 — паронит; 4 — сетка; 6 — накладка; 7 — упор

Невский машиностроительный завод им. Ленина разработал конструкцию гибких компенсаторов для выпускных трубопроводов стационарных ГТУ. На металлические стенки сопрягаемых газопроводов 1 (рис. 318) на мастике накладывают последовательно три слоя асботкани 2 марки АТ-6, слой паронита 3, стальную сетку 4 и слой асботкани 5 марки АТ-7. Состав мастики — 60% молотого асбеста и 40% каолина на жидком стекле. К пря-

Для соединения выпускных патрубков с газоотводящими трубами и каналами применяют гибкие соединения из армированной теплоустойчивой ткани. На рис. 317 показана сильфонная муфта выпускного патрубка ГТУ G-6 мощностью 7500 л. с. компании AEI. Материал гибкого элемента — асбестовая ткань, армированная проволоочной сеткой из нержавеющей стали. Это соединение было выбрано после неудачных попыток применить какие-либо иные компенсаторы.

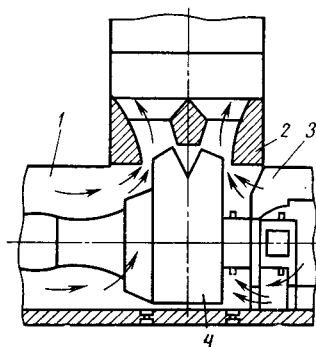


Рис. 319. Соединение выпускного патрубка турбины с газоотводящей трубой ГТУ мощностью 8000—16 000 квт фирмы СТАЛ:

1 — отсек ГТУ; 2 — диффузор; 3 — отсек генератора; 4 — выпускной патрубок турбины

моугольным патрубкам ткань прикреплена накладками с болтами, к круглым патрубкам — хомутами. Длительная эксплуатация установок ГТ-700-4 и ГТ-700-5 подтвердила надежность работы компенсаторов при давлении до 1000 мм вод. ст. Осевая жесткость компенсатора составляет 50—60 кг на 1 м периметра соединения [14].

В установках без утилизации тепла уходящих газов при малой протяженности выпускного тракта места стыка патрубка с газоотводящей трубой могут и не нуждаться в уплотнении: за счет эжекции потока уходящих газов через зазор между патрубком и трубой подсасывается воздух из машинного зала. Эффект

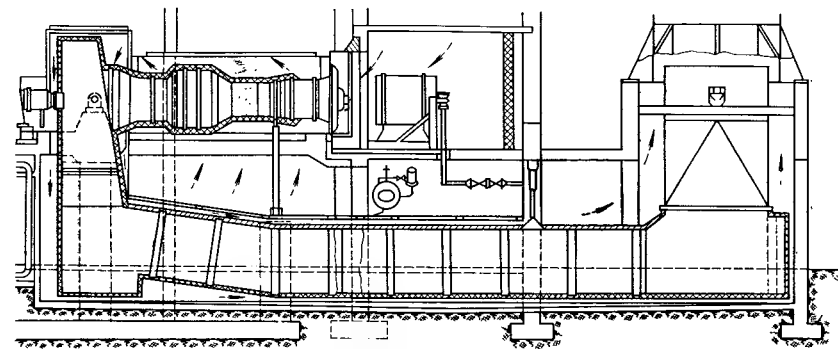


Рис. 320. Схема компоновки ГТУ мощностью 10 000 квт фирмы СТАЛ

подсоса может быть использован для вентиляции помещения (рис. 319) или охлаждения установки. В корабельной ГТУ G-2 фирмы Метро — Виккерс весь двигатель, начиная от камер сгорания до выпускного патрубка, заключен в легкий кожух; вследствие эжекции струи выпускных газов между двигателем и кожухом просасывается охлаждающий воздух, который смешивается с газовым потоком в дымовой трубе корабля. На аналогичном принципе основано соединение выпускного трубопровода с дымовой трубой в стационарной ГТУ мощностью 10 000 квт фирмы СТАЛ (рис. 320). У основания дымовой трубы между выпускным трубопроводом и трубой имеется зазор по периметру, через который подсасывается воздух. Скорость газа в этом месте около 25 м/сек. Эжектируемый воздух засасывается из машинного зала через нижнюю часть обшивки агрегата, омывает трубокомпрессор и выпускной патрубков турбины и далее проходит в зазоре между бетонным бором и выпускным трубопроводом к основанию дымовой трубы. Этим обеспечивается эффективная внешняя изоляция агрегата и сводится к минимуму выделение тепла в машинный зал.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беляков М. П. Газотурбинные автомобильные двигатели. М., ЦИНТИАМ, 1963.
2. Бубенцов А. М. и Полуканин П. Н. Газотурбинные установки для торговых судов. «Судостроение», 1963, № 12.
3. Букреев Б. А. и др. Электростанции с авиационными газотурбинными двигателями АИ-20. «Электрические станции», 1966, № 2.
4. Гавриленко Б. А., Минин В. А. и Вымыгук А. В. Пусковые устройства с гидродинамическими передачами для газовых турбин энергопоездов. «Энергомашиностроение», 1965, № 1.
5. Галицкий Н. Ф. и др. Конструкции газотурбинных установок. Л., Судпромгиз, 1962.
6. Гительман А. И. Результаты работ по автоматическому регулированию судовой газотурбинной установки ГТУ-20. «Судостроение», 1966, № 3.
7. Гольдберг Ф. И. и Рабинович И. А. Потери давления при просасывании воздуха через неподвижный осевой компрессор. «Судостроение», 1966, № 11.
8. Голкин С. и Амунруд Г. Газотурбинная установка прототипного корабля на подводных крыльях канадского военно-морского флота. Труды американского общества инженеров-механиков, серия А, т. 88, «Мир», 1966, № 2.
9. Гусак Я. М. и др. Газотурбинная установка ГТ-6-750. М., НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1966.
10. Земзин В. Н. и Френкель Л. Д. Сварные конструкции паровых и газовых турбин. Л., Машгиз, 1962.
11. Карцев А. И., Секунда А. Т. и Погребняк П. П. Компенсация тепловых расширений трубопроводов ГТУ. М., НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1965.
12. Кузнецов Л. А. и др. Газотурбинная установка ГТ-700-5. М., «Машиностроение», 1964.
13. Курзон А. Г. и др. Основные результаты испытаний первой отечественной газотурбинной установки (ГТУ-20) для морских судов. «Судостроение», 1965, № 7.
14. Майков С. М. и Смирнов В. М. Компенсаторы тепловых расширений выхлопного газопровода ГТУ. М., НИИИНФОРМТЯЖМАШ, «Энергетическое машиностроение», вып. 11, 1967.
15. Моисеев Г. И. и Мееров Л. З. Конструкции стационарных ГТУ. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962.
16. Ошеров С. Я. Газовые турбины малой мощности. М., ЦИНТИАМ, 1964.
17. Ошеров С. Я., Борисов В. П. и Дергач В. Ф. Газотурбинная установка ГТУ-15 завода «Экономайзер». «Энергомашиностроение», 1963, № 8.
18. Пасенко И. А. Основные конструктивные особенности газотурбинного двигателя ГТУ-20. «Энергомашиностроение», 1962, № 5.
19. Пашин В. М. Работы в США по созданию морских пассажирских судов на подводных крыльях. «Судостроение», 1966, № 3.

20. Пейсихис Б. И. Конструкция, технология изготовления и испытание регенератора газотурбинного привода ГТН-9 ЛМЗ имени XXII съезда КПСС. «Энергомашиностроение», 1965, № 10.
21. Пилицын А. П. и Эльцуфин М. А. Газотурбинная установка ГТ-700-4 с нагнетателем 280-11-2. М., Гостоптехиздат, 1959.
22. Розенберг Г. Ш. Судовые центробежные газовые турбины. Л., Судостроение, 1964.
23. Розенберг Г. Ш. и др. О применении вспомогательных газотурбинных двигателей на морских судах. «Судостроение», 1963, № 1.
24. Саввин В. Н. и др. Некоторые вопросы компоновки и компенсации тепловых расширений стационарной газотурбинной установки ГТУ-50-800 ХТГЗ. «Энергомашиностроение», 1962, № 11.
25. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. М., Оборонгиз, 1955.
26. Тихоплав В. Ю. Новый тип двигателя для морских судов и основания к его применению. «Судостроение», 1961, № 11.
27. Трюби Г. Опыт эксплуатации современных газовых турбин в Британском военно-морском флоте. Труды американского общества инженеров-механиков, серия А, т. 85. «Мир», 1963, № 1.
28. Уваров В. В. и др. Локомотивные газотурбинные установки. М., Машгиз, 1962.
29. Хайновский Я. С. и Секунда А. Т. Камеры сгорания газотурбинных установок, работающих на жидком топливе. М., ЦИНТИМАШ, 1961.
30. Хринижак В. Регенераторы газотурбинных установок. М.—Л., Машгиз, 1962.
31. Шубенко-Шубин Л. А. и др. Конструкции газотурбинных установок. М., «Машиностроение», 1967.
32. Юдовин Б. С. Судовые комбинированные установки с форсажными двигателями. Л., «Судостроение», 1964.
33. Advanced American Design of 140 H. P. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 29, No. 337, XI, 1961.
34. Advanced 145 HP Twin—Shaft Design. «Engine Design and Application», v. 2, No. 3, III, 1966.
35. An American Centrifugal Clutch. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 29, No. 341, III, 1962.
36. An American Marine Test—Bed. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 31, No. 365, III, 1964.
37. An American Packaged Generating Plant. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 29, No. 339, 1962.
38. 250—PS—Automobil—Gasturbine von Volvo. «MTZ», b. 24, No. 12, 1963.
39. Bowden A. T., Hrynyszak W. Some Thoughts About the Development of Automotive Gas Turbine Units. «Transactions of the ASME», Series A, v. 81, No. 1, 1959.
40. Brandes A. Betriebserfahrungen mit den Gasturbinen des Kraftwerks Vahr. «BWK», 1961, No. 12.
41. Britain's Contender for World Land Speed Record. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 28, No. 320, VI, 1960.
42. Chrysler's Gas Turbine Production Car. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 31, N. 358, VIII, 1963.
43. Clark Bros. Co. Introduced 2500 HP Gas Turbine, «Gas Turbine», 1963, No. 4.
44. CODOG Machinery for Danish Frigates. «Marine Engineer and Naval Architect», VIII, 1965.
45. Combined Power Plant Serves R. N. Vessels. «The Oil Engine and Gas Turbine», V. 30, No. 349, XI, 1962.
46. Design Features of New Large Gas Turbines for Power Generation, «Gas and Oil Power», v. 54. N. 647, i, 1955.

47. A 500—h. p. Design of Moderate Fuel Consumption. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 27, No. 315, I, 1960.
48. Developed Design for Compressor and Shaft—Drive Duties. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 29, No. 339, I, 1962.
49. Developed Design for Improved Performance. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 28, No. 326, XII, 1960.
50. Dual—Fuel System for Sewage Works Plant. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 29, No. 333, VII, 1961.
51. Economic Use of Peak—Load Generation Plant. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 29, No. 333, VII, 1961.
52. EDA at Zurich. «Engine Design and Application», v. 2, No. 4, IV, 1966.
53. Ediss B. G. Steam Injection for Improved Gas Turbine Efficiency. «Engine Design and Application», v. 1, No. 7, IV, 1965.
54. Extension of American Power Range. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 27, No. 318, IV, 1960.
55. Extension to Swiss Manufacturer's Power Range. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 29, No. 341, III, 1962.
56. An Experimental Boat Installation by Rover. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 31, No. 360, X, 1963.
57. Fiat Paper. «Gas Turbine», No. 4, 1964.
58. Fighting Aircraft Fires. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 32, No. 370, VIII, 1964.
59. The First Patrol Boat «Ferocity». «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 29, No. 339, I, 1962.
60. First Turbine by Swedish Automotive Concern. «Oil Engine and Gas Turbine», v. 30, No. 350, XII, 1962.
61. Ford Sees Gas Turbine Truck in Its Future. «Gas Turbine», No. 3, 1963.
62. For Portable, Intermittent Duty. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 28, No. 320, VI, 1960.
63. Fruits of 1000000 HRS Operating Experience. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 30, No. 344, VI, 1962.
64. Fusner G. R. Industrial Gas Turbines—Past, Present and Future. «General Electric Review», v. 59, N. 2, III, 1956.
65. Gardner T. L. Commissioning Large Gas Turbine Plant. «Engine Design and Application», v. 2, No. 3, III, 1966.
66. General Electric Gas Turbine Progress. «Gas and Oil Power», v. 54, N. 650, IV, 1959.
67. Generating Equipment from 7.5 to 25 MW. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 30, N. 345, VII, 1962.
68. Gothard H. A. S. Rail—borne Gas Turbine Power Stations. «Railway Gazette», v. 117, N. 12, 1962.
69. Harnessed for Industrial Power. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 29, No. 341, III, 1962.
70. Heat Exchanger Development. «Engine Design and Application», v. 2, No. 3, III, 1966.
71. Howitt I., Thurner R. P. Gas Turbine, Extended Surface, Heat Exchanger: Modern Design and Performance. ASME Gas Turbine Conference, 1964.
72. How News Gas Turbines Meet Challenges. «Power», II, 1961.
73. Industrial Gas Turbine Progress. «Engine Design and Application», v. 2, No. 1, I, 1966.
74. Inert Gas Generation for Fire Fighting. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 28, No. 321, VII, 1960.
75. Introducing a British 250—H. P. Design. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 28, N. 330, IV, 1961.
76. Kerr W. A. Installation and Operation of the Model LM100 Turboshift Engine Aboard the HS «Denison». «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 32, No. 367, V, 1964.
77. Lightweight Design for Fire—Fighting Duty. «Oil Engine and Gas Turbine», v. 28, No. 320, VI, 1960.
78. Loch E. Investigation of Gas Bearing. «Escher Wyss News», v. 33/1960, No. 1/2/3.
79. Marine Aspects of the Recent ASME Conference. «Engine Design and Application», v. 2, No. 5, V, 1966.
80. Mobile Gas Turbines. «Engine Design and Application», v. 2, No. 3, III, 1966.
81. Mobile Power for General Post Office. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 31, No. 362, XII, 1963.
82. Müller A. Flugtriebwerke als industrielle Antriebsmaschinen. «MTZ», b. 27, N. 3, 1966.
83. New Assembly and Test Facility. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 32, No. 369, VII, 1964.
84. New Generation of Power Generation. «Engine Design and Application», v. 1, No. 10, VII, 1965.
85. New Transportable Oil—Pumping Set. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 27, No. 315, I, 1960.
86. Oberländer G. Anwendungsbericht der DEUTZ—Kleingasturbine T—16. «MTZ», b. 25, N. 10, 1964.
87. Oerlikon Plant in Algeria. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 27, No. 316, II, 1960.
88. Operating Experience with Power Generation Plant. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 28, No. 323, IX, 1960.
89. Oprecht U. Entwicklung an einer Gasturbine für Leistungen von 10 bis 30 PS. «Schweizerische Bauzeitung», v. 84, N. 10, 10.III. 1966.
90. Originality in British Locomotive Design. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 29, No. 342, IV, 1962.
91. Packaged Plant—European and American. «Engine Design and Application», v. 2, No. 3, III, 1966.
92. Packaged Power Generating Plant. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 29, No. 337, XI, 1961.
93. Pfenniger H. Brown Boveri 15 MW Package Gas Turbine Station. «Gas Turbine», No. 6, 1965.
94. Pickert H. Anwendungsmöglichkeiten von Gasturbinen und deren Kombination mit schnelllaufenden Dieselmotoren insbesondere für Spezialschiffe. «MTZ», b. 27, N. 3, 1966.
95. Pratt—Whitney Aircraft Gas Turbine. «Electrical World», 26. VIII. 1963.
96. Precision Gearing for Turbine Application. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 29, N. 337, XI, 1961.
97. Proven Features in Pioneer Latest Design. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 30, N. 344, VI, 1962.
98. Resounding British Success at Le Mans. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 31, N. 357, VII, 1963.
99. Reuter H. Schiffs—Gasturbine mit Strahltriebwerk als Triebgaszerzeuger. «MTZ», b. 26, N. 11, 1965.
100. Rover Develops Ceramic Regenerator. «Engine Design and Application», v. 1, N. 4, I, 1965.
101. Ruston Mobile Pumper. «Gas Turbine», N. 6, 1962.
102. Synchronising Clutches for Combined Steam and Gas—Turbine Machinery. «The Marine Engineer and Naval Architect», v. 84, N. 1020, V, 1961.
103. Single and Coupled Version of Small Power Unit. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 30, N. 353, III, 1963.
104. Single—Shaft Design Yields 9000 H. P. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 28, N. 321, VII, 1960.
105. Small Gas Turbines. «Engine Design and Application», v. 2, N. 3, III, 1966.

106. Small Gas Turbine on Total Energy Service. «Engine Design and Application», v. 1, N. 11, VIII, 1965.	Предисловие	3
107. STAL—Laval 8—16 MW Equipment. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 31, N. 365, III, 1964.	Глава I. Газотурбинные установки открытого цикла	5
108. Starkey N. E., Gilbert K. E. Design and Test of Large Two—Shaft Gas Turbine. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 32, N. 367, V, 1964.	Стационарные ГТУ	5
109. Strong R. E., Huffle C. E. Combustion—System Design for Industrial Gas Turbines. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 32, N. 367, V, 1964.	Типы стационарных ГТУ	5
110. Strub R. A. Erfahrungen an industriellen Gas Turbinen. «Schweizerische Bauzeitung», b. 84, H. 10, 10.III, 1966.	ГТУ с отбором воздуха	8
111. Supplementary Power for Swiss Hydro—Electric Storage Scheme. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 29, N. 334, VIII, 1961.	ГТУ с утилизацией тепла уходящих газов	11
112. Turbine Design by Newly Formed French Concern. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 30, N. 346, VIII, 1962.	Использование авиационных газотурбинных двигателей в стационарных условиях	23
113. Turbo—Compressor in Industrial Service. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 31, N. 358, VIII, 1963.	Судовые ГТУ	32
114. 7—12 MW Turbo Power Pack. «Engine Design and Application», v. 1, N. 8, V, 1965.	Всережимные ГТУ для кораблей морского флота	33
115. Turbo—Titan III Gas Turbine Truck. «Engine Design and Application», v. 1, N. 12, IX, 1965.	Ускорительные ГТУ для кораблей морского флота	34
116. Vickers P. T. Regenerators for the «Whirlfire». «Mechanical Engineering», N. 9, 1959.	ГТУ для судов транспортного флота	38
117. Walter—Janes. 21—MW—Gasturbinenzantrall in Abou Zeniema, Sinai, UAR. «Brown Boveri Mitteilungen», b. 54, N. 1, 1967.	ГТУ для судов на подводных крыльях	43
118. Weissleder H. Entwicklung einer 25—MW—Spitzenlast—Gasturbinenanlage für die Energiewirtschaft der Deutschen Demokratischen Republik. «Maschinenbautechnik», 1963, N. 3.	Вспомогательные ГТУ	48
119. Wearing J. H. The Case for the Gas Turbine. «Engine Design and Application», v. 1, V, 1965.	Реверсирование	50
120. Welded Turbine Wheels. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 31, N. 362, XII, 1963.	Редукторы и сценные муфты	60
121. Wickstrom B., Ohquist H. Starting and Control of a Large Gas Turbine. «The Oil Engine and Gas Turbine», v. 32, N. 369, VI, 1964.	Организация подвода воздуха и отвода газа	64
122. Zakladni problemy ve stavbe spalovacich turbin, Ceskoslovenské Akademie Véd. Praha, 1962.	Надежность судовых ГТУ	70
123. Zerlauth F. Zwei neue 3000—kW—Gasturbinen, «Technische Rundschau Sulzer», Forschungsheft, 1961.	Локомотивные ГТУ	76
124. Zinkl R. Das Gasturbinen—Heizkraftwerk Bremen—Vahr. «MTZ», N. 9, 1960.	Передвижные газотурбинные электростанции	86
125. Zinkl R. Heizkraftwerk Vahr der Stadtwerke Bremen. «BWK», N. 12, 1957.	Энергопоезда	87
	Передвижные газотурбинные станции в автомобилях	97
	Автомобильные ГТУ	105
	Глава II. Газотурбинные установки замкнутого цикла	128
	Конструктивные особенности ГТУ замкнутого цикла	128
	Воздушные котлы	139
	Регулирование и пуск ГТУ замкнутого цикла	144
	Глава III. Компрессоры	148
	Типы компрессоров	148
	Корпуса компрессоров	151
	Камеры отбора воздуха	161
	Входные патрубки	163
	Напорные патрубки	173
	Направляющие аппараты	180
	Поворотные направляющие аппараты компрессоров и турбин	181
	Роторы компрессоров	188
	Роторы осевых компрессоров	188
	Роторы центробежных компрессоров	196
	Рабочие лопатки	202
	Противопомпажные и сбросные клапаны	204
	Очистка отложений в компрессорах	207
	Глава IV. Турбины	210
	Типы турбин	210
	Неподвижные элементы осевых турбин	214
	Корпуса	214
	Входные патрубки	231
	Промежуточные патрубки	237
	Выпускные патрубки	242
	Сопловые и направляющие аппараты	247
	Корпуса, сопла и патрубки центростремительных турбин	251
	Роторы турбин	252
	Типы роторов	252
	Рабочие лопатки	260

Крепление рабочих лопаток	263
Охлаждение роторов	267
Роторы центростремительных турбин	275
Загрязнение лопаток турбин и очистка их от отложений	277
Глава V. Подшипники и опоры	280
Подшипники скольжения	280
Подшипники качения	288
Подшипники на газовой смазке	291
Подшипники, расположенные в полостях под давлением	294
Крепление корпусов подшипников	296
Разгрузка подшипника от осевых усилий	304
Глава VI. Камеры сгорания	307
Типы камер сгорания	307
Горелочные устройства	314
Пламенные трубы	322
Смесители	327
Топливные системы	329
Запальные устройства	330
Глава VII. Воздухоохладители	332
Теплообменные поверхности воздухоохладителей	333
Конструкции воздухоохладителей	335
Глава VIII. Регенераторы	348
Рекуперативные воздухоподогреватели	348
Трубчатые регенераторы с противотоком	350
Трубчатые регенераторы с перекрестным током	359
Пластинчатые регенераторы	369
Регенеративные воздухоподогреватели	376
Глава IX. Пуск ГТУ и пусковые устройства	389
Мощность пускового двигателя	389
Типы пусковых устройств	394
Приводы пусковых двигателей	414
Муфты сцепления пусковых двигателей	416
Глава X. Компенсация температурных расширений трубопроводов	420
Литература	430

Виктор Александрович Шварц

«КОНСТРУКЦИИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК»

Редактор издательства В. В. Быстрицкая
Переплет художника Е. В. Бекетова

Технический редактор В. Д. Элькин
Корректор О. Е. Мишина

Сдано в производство 29/XII 1969 г. **pashaok**

Подписано к печати 23/VI 1970 г.

Т-06974 Тираж 4300 экз. Печ. л. 27,25

Бум. л. 13,63 Уч.-изд. л. 27,25

Формат 60 × 90/16

Цена 1 р. 63 к.

Зак. № 1063

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ», Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3

Экспериментальная типография ВНИИ полиграфии
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Москва К-51, Цветной бульвар, 30